

ISSN 2412-8627

Vol. 6 No. 1

12+

# Noise

## Theory and Practice

Scientific Journal



I  
2020

Acoustic Design Institute

# Редакционная коллегия

## Главный редактор

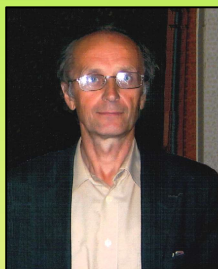
Иванов Николай Игоревич



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



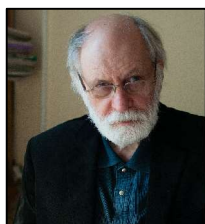
Кандидат технических наук, доцент кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

## 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

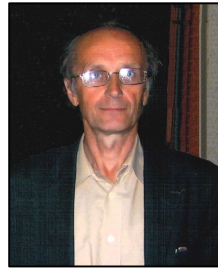
Nickolay Ivanov



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



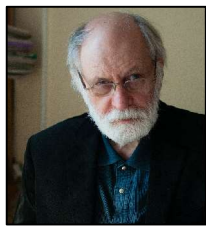
Ph.D. of Engineering Science, Senior Researcher of the Scientific Research Unit, Assistant Professor of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

## 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 6 №1

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  
вибраакустики 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

Журнал включен в перечень  
ВАК РФ. Все статьи,  
поступающие в редакцию,  
проходят обязательное  
рецензирование. Журнал  
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

### Montano W.A.

АНГЛ

Низкочастотный шум занижается при применении  
дБА. Через 80 лет стал необходим дескриптор  
низкочастотного шума для оценки раздражающего  
воздействия  
стр. 7-29

### Гогуадзе М.Г.

РУС

Моделирование шумообразования специального  
расточного станка  
стр. 30-38

### Кирпичников В.Ю., Коцеев А.В., Добрынин Д.Г., Дроздова Л.Ф.

РУС

Экспериментальное исследование низкочастотной  
эффективности малогабаритного  
звукоизолирующего кожуха  
стр. 39-46

### Ерёменко Д.О., Заплетников И.Н., Пильненко А.К.

РУС

Моделирование виброакустических процессов  
внутренних источников шума овощерезательных машин  
стр. 47-59

### Храмов А.В., Петров С.К., Левин С.В. Левина Е.А.

РУС

Может ли длительное ношение наушников  
увеличить риск развития гиперacusis?  
стр. 60-65

### Васильев В.А., Ксенофонтова В.К.

РУС

Шум автомобильного транспорта  
стр. 66-76

**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.

Journal is included in the LIST of VAK RF. All articles submitted to the editorial office are subject to mandatory review. The journal is 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

<b>Montano W.A.</b>	ENG
Low-Frequency Noise is underestimated by dBA. After 80 years, an LFN descriptor for rating annoyance is necessary pp. 7-29	
<b>Gogvadze M.G.</b>	RUS
Simulation of noise generation of a special boring machine pp. 30-38	
<b>Kirpichnikov V.Yu., Kosheev A.P., Dobrynin D.G., Drozdova L.F.</b>	RUS
Experimental study of low-frequency effectiveness of small sound isolation enclosure pp. 39-46	
<b>Eremenko D.O., Zapletnikov I.N., Pilnenko A.K.</b>	RUS
Modeling of vibroacoustic processes internal noise sources of a vegetable-cutting machines pp. 47-59	
<b>Hramov A.V., Petrov S.K., Levin S.V., Levina E.A.</b>	RUS
Can long wearing of headphones increase the risk of the development of hyperacusia? pp. 60-65	
<b>Vasilyev V.A., Ksenofontova V.K.</b>	RUS
Highway Traffic Noise pp. 66-76	

UDC: 534; 331.45; 628.517.2

OECD: 01.03.AA; 10.63.49; 87.55.37

## Low-Frequency Noise is underestimated by dBA. After 80 years, an LFN descriptor for rating annoyance is necessary

Montano W.A.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Director, ARQUICUST Acoustic in situ Measurement Laboratory, Gualeguaychu, Argentina

### Abstract

The dBA was defined in 1936 to measure low levels up to 55 dB; the oldest sound level meters included two panel switches: one for sound pressure and the other for frequency weighting. It became easier to measure just the dBA in late 60's, but this was not the best decision since low-frequency noise and infrasound are underestimated by dBA weighting. WHO recommends the use of dBC-dBA and suggests that when this difference is greater than 10 dB, an analysis should be applied. For more than 80 years, the common worldwide laws against noise have forced us 'to feel the noise in dBA levels,' which is not true because our body 'senses' the whole flat frequency bandwidth. Few countries have legislation on how to assess ILFN levels. This Article discusses the necessity to create a paradigm for LFN measurement (based on ISO 1996), in order to 'retire' the dBA noise descriptor.

**Keywords:** Low-frequency, noise descriptor, standards, audibility, philosophy of technology.

### **Низкочастотный шум занижается при применении дБА. Через 80 лет стал необходим дескриптор низкочастотного шума для оценки раздражающего воздействия**

Монтано В.А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Директор, Лаборатория натуральных акустических измерений ARQUICUST, Гуалегуайчу, Аргентина

### Аннотация

дБА был определен в 1936 году для измерения низких уровней до 55 дБ; самые старые измерители уровня звука включали два панельных переключателя: один для звукового давления, а другой для частотной коррекции. В конце 60-х годов стало проще измерять только дБА, но это было не лучшим решением, поскольку низкочастотный шум и инфразвук занижаются при коррекции дБА. ВОЗ рекомендует использовать дБн-дБА и предлагает проводить анализ, если эта разница превышает 10 дБ. Уже более 80 лет общепринятые во всем мире законы против шума заставляют нас "чувствовать шум на уровне дБА", что неверно, потому что наше тело "чувствует" весь плоский диапазон частот. Лишь немногие страны имеют законодательство о том, как оценивать уровни инфразвука и низкочастотного шума (ILFN). В данной статье рассматривается необходимость создания парадигмы для измерения низкочастотного шума (основанной на стандарте ISO 1996), чтобы "убрать" дескриптор шума дБА.

**Ключевые слова:** Низкочастотный, дескриптор шума, стандарты, слышимость, философия технологии.



## Introduction

The development of the first frequencies weighting curves in 1936 was a great scientific and technological effort, but it became as Standardized under Z24.3 in 1944 by ANSI. The ‘A’ frequency weighting was defined only for low sound levels up to 55 dB; the ‘B’ frequency weighting was defined for medium sound levels 55-85 dB, and the ‘C’ was defined for high sound levels upon 85 dB and it was flat, not frequency weighting at all.

The so-called ‘A’, ‘B’, and ‘C’ curves were ‘approximate’ the inverse of the 40-, 70-, and 100-phon equal loudness curves [1], they were defined in IEC 123 as International Standard in 1961, and a frequency weighting was established to ‘C’.

The sound level meters used in those early years had two panel switches: one for sound pressure (attenuator in 10 dB step) and the other for frequency weighting. It called for the operator to be a trained person, because he had to adjust the attenuator switch for an on-scale deflection of the indicating meter [2]. The following is the direction on how to measure:

2.3 SELECTION OF WEIGHTING NETWORK. Many early noise criteria specified weighted sound levels, using this rule of thumb: “A” weighting for sound levels from 24 to 55 dB, “B” for levels from 55 to 85 dB, and “C” for levels from 85 to 140 dB. (The appropriate range was selected after a preliminary C-weighted measurement.) More recent opinions favor selection of weighting network on the basis of the type of noise measurement; for instance, “A” weighting is often preferred for speech-interference measurements, while “B” is recommended for surveys of traffic noise. In the absence of specific weighting requirements, it is usually helpful to take measurements on all three weighting networks. [2]

It is obvious that the operator had to deal with changing the switches at every moment, but at the end of the 1960s decade, everybody used the A-weighting only because of equal loudness human response to noise, this conduct being a consequence of measuring the occupational noise in dBA values no matter the noise level.

For many years, the sound pressure levels in dBA measurements was correlated with loudness and the human perception, in the sense of having a sound descriptor to describe the nuisance or annoyance because of noise, but that information was weak in cases when the infrasound or low-frequency noise level were high. James Botsford was one of the first acousticians who realized that with a lot of experimental data, publishing a Paper about it in 1969, that year being the milestone of starting an on-going discussion: The A-weighting frequency does not inform the real noise impact on people.

### 1. Science and early technologies to measure the sound level and the auditory response at low-frequency range

The interest in having a means to measure a sound wave for analysis purposes has been a concern for centuries. Greeks philosophers used strings to identify musical notes; Felix Savart (1791–1841) invented the *Sonomètre* to measure musical tones by strings resonance with weights circa 1827, and after that, a perforated wheel [3]; until 1878 many mechanical devices were developed using flames, mirrors, sirens, etc., when Thomas A. Edison (1847–1931) invented the *Phonograph* and recorded the Elevated train noise of New York City [4] for further analysis.

#### 1.1. Seeking of one quantitative unit

##### 1.1.1. Fechner and the psychophysics of auditory system

For centuries, many scientists had been saying it was impossible to describe the human sensations by quantification units. Gustav Theodor Fechner (1801–1887), a Philosopher

dedicated to Psychophysics, was the first who elicited and conceptualized in 1860 that the ‘auditory system hears in a logarithmic way’ [5], but the right instrumentation didn’t exist to verify that.

### 1.1.2. Preyer and the limits of the perception of tones

William Thierry Preyer (1841–1897) was one of the first who studied systematically the hearing of lowest tones; he published his investigation in 1876 ‘*On the limits of the perception of tones*’ [6], he used very deep, loaded tongues, in reed pipes, to produce bass tones from 8 cps; he reached the next astonishing conclusions after many repetitions:

8	} Kein Ton; man hört ein intermittirendes Reibungsgeräusch, dessen Intermissionen zählbar;
9	
10	} kein Ton; man fühlt die Erschütterungen und sieht die Bewegungen, das Klappern wird schwächer;
11	
12	
13	
14	} kein Ton; Einige haben eine dumpfe Schallempfindung.
15	
16	} Die Tonempfindung beginnt; neben den dem Tastsinn noch erkennbaren Erschütterungen der Luft hören Viele einen dumpfen Schall;
17	
18	
19	} hier wird bei Vielen die Tonempfindung deutlich; der Ton ist leise brummend.
20	

Fig. 1. Compilation of observed perception of bass tones vibrations (Preyer, 1876)

Preyer didn’t use any instrumentation to do the measurements ‘*These were set into strong vibration by blowing, and then on interrupting the wind, the dying off of the vibrations was listened to by laying the ear against the box*’, he wrote the sensation that they felt [6]:

a) 8-9: No sound; one hears an intermittent friction noise, the intermissions of which are countable.

b) 10 to 14: no sound; you feel the vibrations and see the movements, the rattling becomes weaker.

c) 15: no sound; some have a dull sensation of sound.

d) 16 to 18: The sensation of sound begins; in addition to the vibrations of the air that can still be felt by the sense of touch, many hear a dull sound.

e) 19-20: here the sound sensation becomes clear to many; the sound is humming softly.

There are more conclusions in his publication, but for this article the most important issue to bring out is his pioneering work on the human hearing sensation in infrasound and low-frequency sound region.

### 1.1.3. Helmholtz and the earliest studies on low-frequency hearing

Hermann L. F. Helmholtz (1821–1894) published the first edition in German his influent book ‘*On the sensation of tone...*’ in 1863, and the final edition in 1877, for this article, the English translation of the last one [7] was used. For the first experimentation (in 1862 before Preyer) Helmholtz used a Savart wheel, long organ tubes and other primitive resources, but he could not generate frequencies below 30 vibrations (cps) free of distortion or upper partial harmonics, but he did experience 24 vibrations (cps).

It is interesting that in the English version of this book, the translator (he was an expert into acoustics) in 1877 after Preyer' is replicated his experimentation because Preyer asked to, and the translator used similar apparatus as well as Prayer in order to check out the right frequencies' vibrations. The translator improved the Helmholtz book, because he made a correlation between the Helmholtz results and the Preyer one.

#### 1.1.4. Hartmann and the hearing test on a graphical representation

The German otologist Arthur Wilhelm Hartmann (1849–1931) in 1889 published an important book '*Die krankheit des ohres und deren behandlung*' ('*Ear disease and its treatment*') [8]; in its Chapter 4 '*Hearing test*' he analyzed different hearing responses of metal workers by putting in a graphical representation for the results of their hearing test (first conceived by himself in 1885), using eight tuning forks for the experiment; he pointed out the use of wood box for amplifying the sound intensity of lower frequency forks in order to maintain the equal hearing sensation. It was not until the invention of the valves in 1906, that the sound levels could be accurately measured.

#### 1.1.5. Low-frequency noise nuisance in 1895 Newspaper article

The nuisance and annoyance produced by low-frequency noise began with the use of big machinery, such as boilers, steam machines, electric generators, etc.; it is interesting how he people react to the 'unheard noise' produced by these new technologies. In 1895, the following article was published a newspaper [9]:

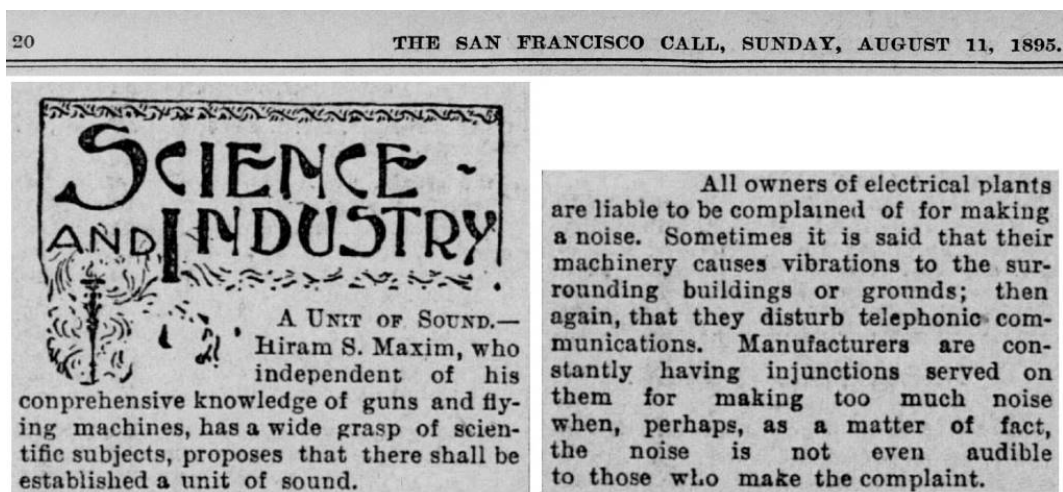


Fig. 2. Low-frequency noise mentioned in 1895 (extraction)

This article is remarkable because the famous Hiram Stevens Maxim (1840–1916) was called to attend that problem about low-frequency noise. It is obvious that in 1895 they couldn't identify the frequencies range responsible for the nuisance, but they pointed out '*the noise is not even audible*'. [9]

## 1.2. Earlier studies on human hearing at infrasound and low-frequency region

### 1.2.1. Relationship between hearing thresholds and frequency. Wien's work

Max Wien (1866–1938) made an early measurement of the lower limit of sound intensity that is audible, and his research brought several advances on how to understand the auditory sensations in the lowest audibility region; additionally he was the first who could demonstrate the de Fechner Principle that the auditory system hears in a logarithmic way.

Wien published a Paper with his research in 1903 titled ‘*About the sensitivity of the human ear to sounds of different heights*’ (‘*Ueber die empfindlichkeit des menschlichen Ohres für töne verschiedener Höhe*’) [10], he analyzed three different telephone’s devices.

Wien used a telephone receiver to measure absolute intensity thresholds, and an alternating current siren –as sound source– to generate a periodic current change in order to determine this sensitivity at different frequencies. In the experiment, the current amplitude was first reduced until no sound was heard, and then increased again beyond the threshold of perception; Wien, therefore, goes over to logarithmic sensitivity with base 10.

Wien first carried out a frequency-independent shift of the sensitivity curves obtained. The chart shows the relationship between hearing thresholds and frequency, as one can see in Figure 3-a.

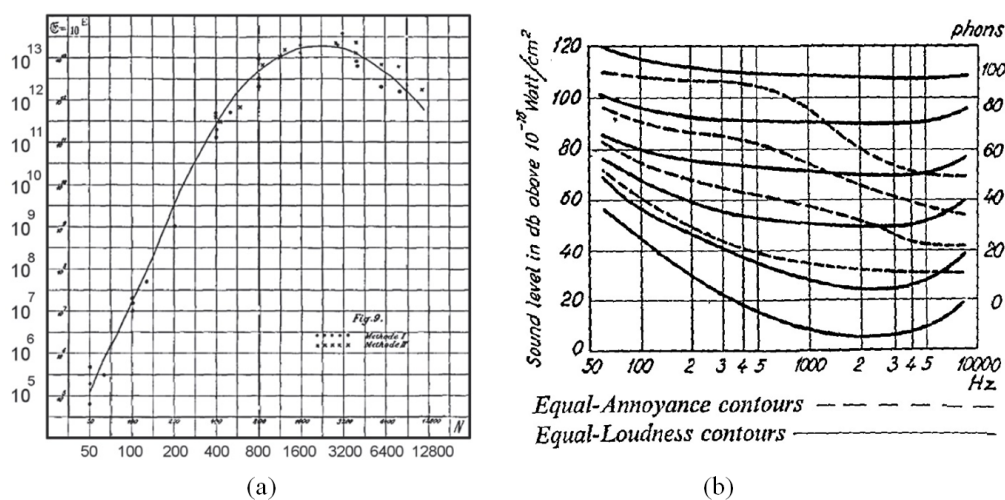


Fig. 3. (a) Sensitivity of the human ear as a function of frequency (Wien, 1903);  
(b) Equal loudness contours (Laird & Coye, 1929) taken from [11]

Wien also thought about ‘*what would happen to the sensitivity values for hearing impaired people?*’ He was already thinking of using its apparatus to diagnose hearing loss.

### 1.2.2. Laird and Coye and the pioneer research on low-frequency hearing

At Colgate University, the investigations of two psychologists Donald Anderson Laird (1897–1969) and Kenneth Coye (?–?) were focused on how different stressors affected people at workplaces, among them noise was a central subject. They published in the first issue of ASA’s Journal in 1929 ‘*Psychological measurements of annoyance as related to pitch and loudness*’ [11], a complete work and the first of its kind, analyzing, and put together in one graphic the equal loudness contour and the equal annoyance contour, as one can see in Fig. 3-b. The importance of some of their studies is the observation on the annoyance of low levels of low frequency-noise at workplaces.

### 1.2.3. Von Békésy on the tactile sensation vs hearing at infrasound and low-frequency region

Georg von Békésy (1899–1972) is considered to be the first to publish a complete audiogram on human hearing covering the infrasound and low-frequency sound region; he succeeds in perceiving a tone of 1 Hz in human hearing threshold tests done in 1936; at such low frequencies, Békésy discovers a relationship between ‘audible stimuli’ and ‘stimuli that can be felt by touch’ [12]. Von Békésy found discrepancies on the absolute threshold in a previous investigation of the perception of sinus tones at the border to infrasound, which suggests an

explanation by hierarchically-organized neuronal oscillations. He contributed significantly to the understanding of the production and measurement of low-frequency sine waves on the one hand and the perception on the other.

### ***1.3. The beginning of Electroacoustics Era: The first condenser microphone for sound measurements***

Since the invention of the microphone used for the telephone communications, a lot of scientists tried to adapt it for sound measurements, but they had a poor quality because of the magnetic coupled. Edward Christopher Wentz (1889–1972) working at Bell, designed and patented in 1917 [13] a condenser microphone with: plus 15 kHz bandwidth, undistorted and flat response, with real possibilities of calibration, electric circuit stability.

The ‘*Wentz microphone*’ measures any kind of arbitrary noise in Sound Units intensity and was capable of dealing with low levels of sound using an internal valve to amplify the voltage delivered by the membrane. For the first time, the acousticians could measure the minimum audible sound. This microphone was used for acoustic instrumentation, and it was applied for more than 50 years as the Standard reference. One version has worked as a master transducer in an artificial ear, also.

## **2. Barkhausen: The inception of Phon concept and the dawn of sound level meters**

The German scientist Heinrich Georg Barkhausen (1880-1956) worked on different physics areas, and during the 1920s he concentrated on electroacoustics [14]. His goal was to make an apparatus which could measure the sound levels in terms of sensation. In Barkhausen’s time, the sound pressure in Europe was measured in ‘Wien’ (named in honor of physicist Max Wien); its scope ranges from ‘1 Wien  $\equiv$  hearing threshold’ to ‘16,000 Wien  $\equiv$  pain thresholds.’ To push this area onto a manageable scale, Barkhausen used -according to Fechner- the logarithm to base 2: Doubling of the volume impression resulted in an increase of his point by one point. ‘*I would like to suggest the term ‘Phon’ for this volume unit*’ [15]; and with that, the ‘Barkhausen-Phon’ was created.

The concept of Phon as measure unit was finally internationally accepted in June 1937 at the first ‘*International acoustical conference*’ [16] which took place in Paris, but its actual concept as magnitude is totally different to that one.

There are a lot of publications about the use of Barkhausen’s phonometer in sound intensity measurement, and it was extensively used for acoustic isolation measurement until the 1950s. The 1931 version was the most precise model (under the Siemens trademark), and its characteristics were replicated by some US companies, but in 1933 because of its German origin, in the US its use was banned.

## **3. Fletcher and Munson equal-loudness curves**

Harvey Fletcher (1884–1981) joined Western Electric Company in 1916, and he was more interested in the acoustics field -specifically on speech and human hearing- than telecommunication. It is important to note that at the same time of Fletcher’s work at Bell (in America), Barkhausen was working in the same field but at Siemens (in Europe), and their works were quite similar with some differences between them.

Fletcher together with Wilden Andrew Munson (1902–1982) have done the first important research on hearing sensitivity and loudness in 1933 [17], with certain limitation but it was revolutionary during those years. Although the previous research on low-frequency hearing (one of them published in the first ASA Journal by Laird&Coye), Fletcher and

Munson did not take care about it: ‘Note that as Fletcher informally observed, the loudness of low-frequency comparison tones changed more rapidly with changes in the level of the standard tone than did tones in the mid-frequency range near the 1000-Hz standard’. [18]

It is well known that in two important issues of that research: **(a)** they used single sine waves as signals at different levels, in order to get the answer about loudness from the subjects under study, and **(b)** for hearing the signals, subjects used sealed headphones on their heads; **(c)** the responses curves do not take account the torso and human head frequencies filtering of the sound field.

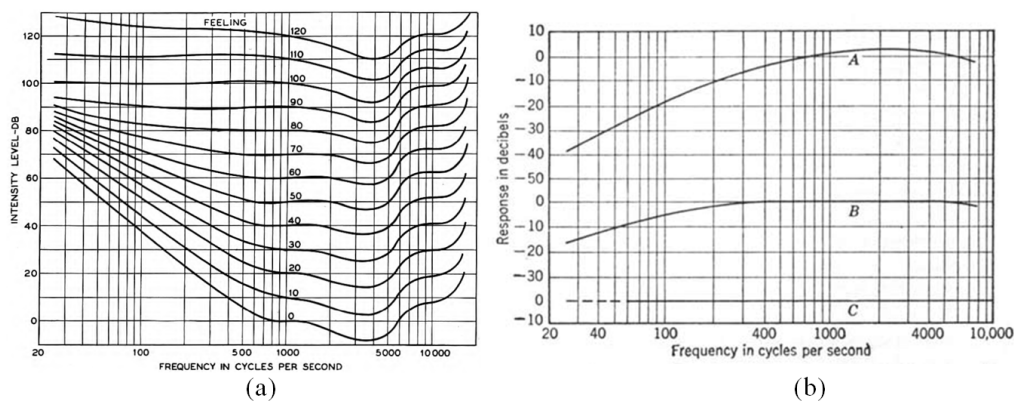


Fig. 4. (a) Loudness level contour (Fletcher&Munson, 1933);  
(b) Z24.3-1944 frequencies weighting curves (Beranek, 1954)

For drawing the final level contour, Fletcher and Munson selected empirically the data but from those subjects who showed a ‘normal hearing’ for each ear independently [17]. So, under this ‘a very unnatural way to listen to a very unnatural sound,’ the A-weighting frequency was born.

#### 4. From ANSI Z24.3-1936 to IEC 61672-1:2013

##### 4.1. ANSI Z24.3-1936 and the initial frequency weighting curves

On December 27, 1928 at the Bell Telephone Laboratories in New York City, approximately 40 scientists and engineers interested in acoustics founded the Acoustical Society of America (ASA). In May 1932, a specialized Sub-Committee was formed in order to work on noise measurement. They developed in 1936 the ‘Z24.3 American tentative standards for sound level meters for measurement of noise and other sounds’. Although the Fletcher-Munson curves were published in 1933, their shapes were too complicated for using with analog technology, so the following weighting curves were proposed (See Fig. 4-b):

**a)** ‘A’ frequency weighting was conceived only for low sound levels up to 55 dB, and was from the 40-dB equal-loudness contour modified by the difference between random and normal free-field thresholds [19];

**b)** ‘B’ frequency weighting was conceived for medium sound levels 55-85 dB, the response curve was between that of A-weighting frequency and a flat frequency response.

**c)** ‘C’ was defined for high sound levels above 85 dB, with equal response over entire range.

After several attempts, the Standard Z24.3 for sound level meters was published in 1944 [20], with a small adjustment to ‘A’ and ‘B’ curves and the ‘C’ remained as flat. Contrary to the general thinking, the response to the frequency of the Standardized weighting curves

does not approximate the Fletcher-Munson curves; they do not have ‘reciprocity’ as one can compare in Fig. 4. Houser [18] shares a really interesting comment:

It is crucial to recognize, and is evident in the evolution of sound level metrics, that the work at Bell Labs involving sound was focused almost entirely on telephone communication, and not on general principles of hearing. [18]

#### **4.2. Technical references about the weakness of A-weighting to measure loud noises, complex sound or with low-frequency contents**

Since almost the beginning of use of the weighting curves, acousticians realized that the A-weighting did not ‘communicate’ the real noise loudness. For instance, in 1938 Blair Foulds published a Paper ‘*Recent advances in the use of acoustic instruments for routine production testing*’ [21] in which he proposes the sound level meters as a tool to identify the quality of the mechanical motors, but one of his observations is really remarkable:

Whereas the noise meter is intended to measure the level for loudness of a sound, the human observer not only gets the loudness of the entire sound but involuntary analyzes the sound (...) the overall loudness of a motor is controlled largely by the low frequency component and does not reflect small changes in mid or high frequency ranges. [21]

We have to take into account that paper was published just two years after the introduction of the first weighting curves (for sound level measurements with instruments).

Leo L. Beranek (1914–2016) in his influential Book ‘*Acoustics*’ published in 1954 has pointed out ‘*It is emphasized that although these weighting networks are useful in giving the loudness level of pure tones, they are not able to give the loudness level of complex noises*’; [20] and it is clear that the dBA it was not defined to measure compounded sounds in its spectral shape, and it is inadequate for sounds with discrete tonal components or sounds with high levels of low-frequency characteristics.

Clayton L. Stevens in his Paper ‘*Filter Networks*’ [22] written in 1957, he provides very interesting technical opinions: Extensive work has been performed and reported by many trying to find a workable formula for equating the sound pressure levels recorded using the A, B, and C networks to loudness levels. All efforts have resulted in essentially the same findings: that the readings can be useful only if the noises measured were simple sounds of one predominant frequency. (...) Past performance has proved that the A and B weighting networks can only be used in a few specific applications. [22]

Houser wrote [18] in reference to similar situations:

A-weighting is largely derived from studies of human listeners utilizing tonal signals and likely does not fully capture the relationship between complex signals and perceived loudness. It does not account for the frequency spectra of signals and likely underestimates contributions of complex signals across the frequency range of hearing.

#### **4.3. IEC 123:1961 the first international Standard for sound level meters**

IEC/TC 29 group was established in 1953, following the first *International Congress on Acoustics*, at which the urgent need for international standardization in electroacoustics was recognized, and at which time some topics were discussed in detail and some working draft documents produced. These were completed at the first meetings of TC 29 in The Hague, in 1953 [23]. After several discussions, in 1961 the first international Standard was published for sound level meters. The IEC 123 was a *Recommendation* with the objective to specify the characteristics of equipment to measure certain weighted sound pressure levels.

The ‘A’ and ‘B’ curve had almost the same weighting frequency as ANSI Standard, and to the ‘C’ at low frequencies and high frequencies a weighting was added. It is important to

note that IEC 123 stated in its clause 4.3: *‘Although these weightings approximate very roughly certain properties of the ear, they are to be considered merely as conventional’*.

#### **4.4. The path through different Standards toward the IEC 61672-1:2013**

For this Paper, the objective is not to explain these Standards, but to extract the concepts that the dBA is not a curve that simulates the human hearing response, for instance:

a) IEC 179:1973, states in clause 4.3: *‘Although the curves A, B and C take certain properties of the ear into account, they must be considered to be purely conventional’*.

b) IEC 651:1979, states in clause 2.3.3: *‘In the past, frequency weighting and time weighting have been associated with certain characteristics of the ear. However, recent work has not substantiated these historical associations so that frequency and time weighting characteristics of sound level meters may be considered to be conventional. The A weighting characteristic is now frequently specified for rating sounds irrespective of level and is no longer restricted to low sound levels’*.

c) IEC 61672 First Edition was published in 2002, and it does not say anything about the origin of statement of the A-weighting, the ‘B’ curve was eliminated and a ‘Z’ or flat frequency response was added.

d) IEC 61672 Second Edition was published in 2013, and it does not say anything about the origin of statement of the A-weighting.

#### **4.5. The ISO 1996-1:2016 Third Edition**

It is important not to forget the most important international Standard about noise measurement, the ISO 1996; it states in 6.2 Frequency weightings [24] *‘Frequency weighting A is generally used to assess all sound sources except high-energy impulsive sounds or sounds with strong low-frequency content’*. (The underlines were made by the author)

### **5. Robinson and Dadson curves and the ISO 226**

After the Fletcher and Munson publications, several researchers have published different concepts of the loudness or the human sensation (like Stevens, Newman, Zwicker, etc.). However, it wasn’t until 1956 that a precise investigation was published. Donald William Robinson (1920–1999) and Robert S. Dadson (1908–?) did a controlled research in England on human hearing in free field conditions (with a frontal sound incidence of pure tones via a center loudspeaker in an anechoic room) titled *‘A Re-determination of the Equal-Loudness Relations for Pure Tones’*. The equal-loudness contours known as Robinson-Dadson curves, map intensity in dB SPL to loudness-related log-like measure phons [25] (but not in ‘Barkhausen-phon’ directions).



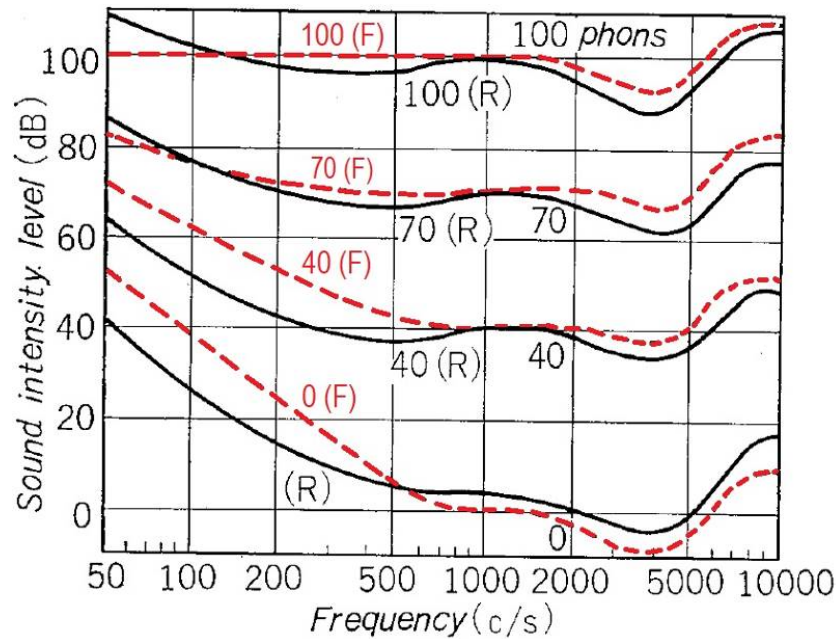


Fig. 5. Loudness level contour comparison: Fletcher-Munson (F) Robinson-Dadson (R)

The Robinson-Dadson equal-loudness contours curves are so different from the Fletcher-Munson equal-loudness contours curves, as one can observe in Fig. 5 (from [26]).

The Robinson-Dadson curves were used for the first international standard of loudness and hearing: the ISO 226 was published as a Recommendation in 1961. Möller analyzes the line-life of this Standard [27], and for its First Edition he wrote:

The data of ISO R226:1961 were based on a comprehensive investigation made by Robinson and Dadson. Their experiments included up to 120 test subjects and covered the frequency range 25 Hz-15 kHz and levels up to 129 dB. The main part of the experiment was made in a free-field environment, but at low frequencies the listeners were placed with head and shoulders inside a duct, which established a free progressive wave. As seen from the frequencies and levels covered by the investigation, the data of ISO R226:1961 at the lowest frequencies and at the highest levels must have been extrapolated. [27]

About the Second Edition of the ISO 226 published in 1987, Möller wrote: Despite of the changes, the data material was virtually unchanged but the upper frequency limit had been lowered from 15 kHz to 12.5 kHz, and the dynamic range had been restricted to 120 dB at low frequencies, 110 dB at middle frequencies and 100 dB at the highest frequencies. Evidently, doubt must have been raised about the data at the highest frequencies and at the highest levels of the former version. [27]

For the Third Edition of the ISO 226 published in 2003, the lowest frequency was the same of previous versions (20 Hz) and it was used for pure sinus tones also. The equal-loudness contours values below 1 kHz are much higher than previous ones, but the most important issue of this Edition is that the data used came from different countries.

## 6. The 1960s, decade of the universalization of the dBA as a single descriptor for human response to noise

Although the A-weighting frequency was defined to measure sound levels between 24 and 55 dB, there are dozens of research and publications in the 1960s about noise and loudness perception in homes, offices, and workplaces using the dBA with higher sound levels. Several statistics investigations on people that were exposed to broadband noises showed that a high levels of those with the analysis done by means of loudness instead of sound pressure level.

It shows a good correlation between the A-weighting frequency responses to approximate the human ear's response to a broadband noise with no tonal components.

In 1966, Karl David Kryter (1914-2013) talked about '*measuring the sound level in terms of loudness*', and that ranking or rating the acceptability of real-life sounds should be made in terms of their loudness. He wrote this in a Report to NASA: While this is undoubtedly true, it overlooks the possibility that other basic attributes of a sound, such as pitch, complexity, etc., might interact with loudness to produce different judgments of acceptability than loudness alone. Indeed, as we shall see later, such an interaction does apparently take place. [28]

This Report was conducted by the Bolt, Beranek and Newman Company.

Another important issue about this simplification of the A-weighting frequency (no matter the sound levels) is that the researchers were using pure tones:

When used with individual pure tones, one would expect the sound level meter to give reasonably good estimates of loudness. One might feel, however, that this would not be true for more complex sounds. Nevertheless, as will be demonstrated later, when the network with 40 phon weighting is used with broadband sounds in the region from perhaps 60 to 100 phons, the obtained reading agrees reasonably well with judgment data of the loudnesses if the energy of the sounds is concentrated in the frequency regions below 500 cps or so, or above 2000 cps or so. The validity and use of the sound level meter with weighting networks for the evaluation of noises will be discussed below. [28]

It is clear that: **(a)** the '*network with 40 phon weighting*' is the A-weighting frequency, and **(b)** they are talking about the ear response at low-frequency, '*the obtained reading agrees reasonably well with judgment data of the loudnesses if the energy of the sounds is concentrated in the frequency regions below 500 cps or so*'. He mentioned some statistics results but using motor vehicles as a noise source:

It should be noted in figure 19 that in these experiments in which the subjects were asked to rate only the sounds from motor vehicles, dB(A) is often as good or better a predictor of judged loudness or noisiness (except when the vehicles were diesel-powered trucks) than phons(Z), phons(S), or PNdB. The ability of dB(A) levels to predict the subjective ratings of motor vehicle noise is perhaps partially due to the homogeneity of the spectrum of the sound. The spectrum of the sound from these vehicles is always predominantly in the frequency region below 500 cps or so. [28]

Throughout the whole Report, the sound levels compared pressure measures (dBA and dBC) against sound loudness measures. Perhaps the goal was to know the deviation of using different descriptors on the same noise. The most 'amazing' conclusion of the Report is '*On logical grounds, dB(C) and dB(A), being single measures taken over all frequencies, should perform the worst of the objective methods in estimating subjective loudness or noisiness...*' [28].

## **7. Botsford and his pioneer work on analyzing the content of low-frequency level by means of C-weighting and A-weighting frequencies together**

Howard James Botsford (1925-1984) worked in the steel industry and was worried about human exposure to high sound levels. Among his jobs was a governmental Consulter for noise problems. In 1969, he published the most influential Paper about creating a noise descriptor for analyzing the low-frequency noise problem; the ASA comments in his Obituary [29] were:

Use of the A-weighted sound level was further developed in his paper '*Using Sound Levels to Gauge Human Response to Noise*,' where its relationships to hearing conservation criteria, speech interference levels, annoyance of neighborhood noise, desirable sound levels in

rooms, and perceived noise levels were established.[29]

Knowing the amount level of low-frequency content in a sound spectrum, in terms of sound pressure, that was not unknown, was noted by Beranek in 1954:

Readings are usually taken with each of the three weighting networks. From these readings, information regarding the frequency distribution of the noise can be obtained. (...) if the sound level is greatest with network C, the sound predominates in frequencies below 150 cps. [20]

Botsford after analyzing 953 different spectral noise measurements registered at different industries, he obtained from the measurement in 1/3 octave bands the  $L_A$  and  $L_C$  values, observing a particular behavior: when the value of the difference between the C-A was high, that index is correlated with acoustic emissions with high energy content at low-frequencies. His conceptual idea of using C-A difference value, is transcribed in Community Noise (published by WHO in 1995) ‘... it is suggested to use: sound pressure level in dBC and dBA and their difference as a first estimate of the low frequency content...’ [30].

## **8. The problems of measurement using the dBA take place among acousticians**

### **8.1. Are our noise laws adequate?**

In 1973, an interesting Paper was published by M.E. Bryan and W. Tempest: ‘*Are our noise laws adequate?*’ [31], about not using the data resulting from experimental research on noise annoyance using dBA measurements (among other issues):

This exclusion has been made because the laboratory experiments seem to be almost totally unrelated to the real-life situation; the laboratory listeners are voluntary, and are short-term, the noise will finish when they go home, and they are being asked to express an opinion as to the relative noisiness or unpleasantness of a range of sounds. [31]

They analyzed some noise descriptor (PNdB, Traffic Noise Index, etc.) mentioning a 1968 study ‘*Subjective response to traffic noise*’ with the following statement:

Individual dissatisfaction scores correlated poorly with physical measures. This finding is believed to be the result of wide individual differences in susceptibility to and experience of noise, as well as patterns of living likely to be disturbed by noise. Attempts to allow for these factors were unsuccessful. [31]

They share some concepts from a 1969 survey about traffic noise done by D.W. Robinson ‘*Whilst noisiness ratings were related to the average measures of loudness level and overall level in dB(A), they did not provide a reliable guide to the probable acceptability of the noise climate.*’ [31] Finally, they comment on a traffic study done by Salsford University in 1971: The survey results are presented in Fig. 3, which shows annoyance rating against external noise level in dB(A). (...) This data provides evidence that the Noise Advisory Council’s recently suggested ( $L_{10}$ ) 70 dB(A) maximum permitted noise level for houses adjacent to motorways will be unsatisfactory. [31]

They show evidence that the psychological conditions of the sensitive people to noise are important, but sometimes the noise limits in dBA values are not conclusive, and it should include some other spectral components *inside the noise* which provokes an annoying condition under some circumstances on people.

### **8.2. The first international colloquium concerning infrasound only, 1973**

The first international colloquium concerned with infrasound only was held in Paris in 1973, organized by Leonid Pimonow (1908-2000). It was the first time that acousticians discussed the infrasound and low-frequency noise problem, and the inadequacy of using the

dBA for their analysis [32]. Since then, a long journey has started for several researchers to establish a noise descriptor apart from dBA to assess the low-frequency noise.

### 9. Broner and Leventhall: Their researches and publications about ILFN

Despite the existence of several specialists on ILFN (to the author's criterion), Dr. Norman Broner is the most remarkable researcher with his contributions on how to analyze the low-frequency problems. Among his dozens of investigations, in 1978 *'The effects of low frequency noise on people - A review'* with a complete resume of other researchers [33] about ILFN annoyance, effects, criteria, etc. was published. They have proposed a low-frequency noise rating curves in 1983 [34] to assess this phenomenon.

They analyzed many low-frequency noise complaints (also 700 letters sent to the 'Sunday mirror'). The Introduction of their Paper offered:

It is becoming increasingly apparent that the SPL(A) value is not a valid basis for validating a complaint where the intruding noise is unbalanced, so that it contains most energy in the lower frequencies. (...) It is, therefore, apparent that annoyance due to low frequency noise is experienced by members of the general population. Now that the problem has been recognized, more complaints are coming forward. [34]

They add a comment on loudness perception: *'The common assumption that the assessment of loudness and annoyance are equivalent also breaks down in these cases (Tempest, 1973; Bryan, 1976) and this may be due, in part, to the unsteady nature of much low frequency noise.'* [34] Fig. 6 presents the proposed Low frequency noise rating curves.

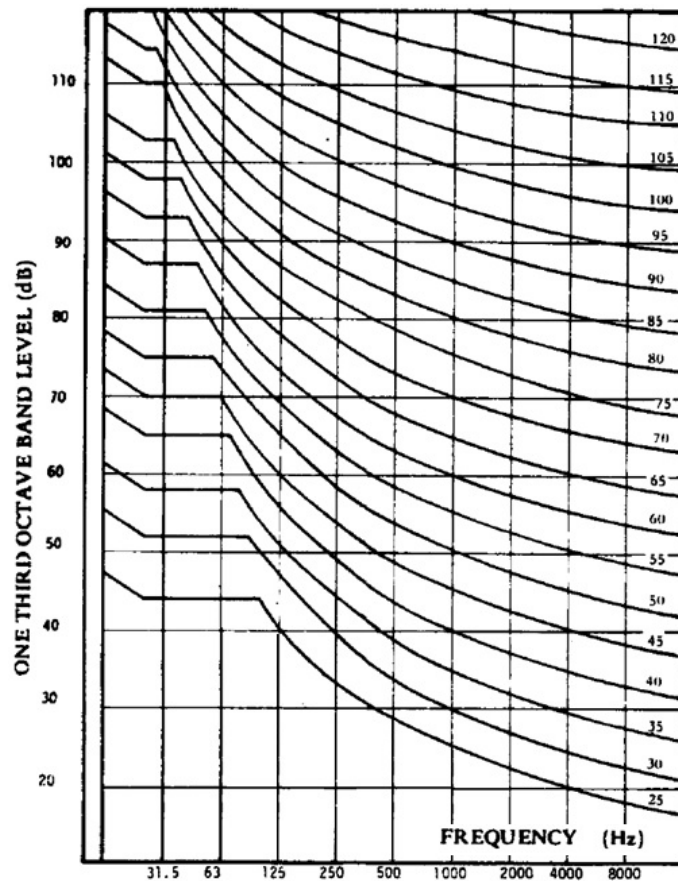


Fig. 6. The proposed Low frequency noise rating (LFNR) curves (Broner, 1983)

The conclusion of their publication on LFN annoyance assessment is:

Low-frequency noise annoyance problems are more common than originally believed and are becoming increasingly recognized as awareness of the problem develops. (...) It is necessary to measure the annoying noise in the environment concerned, not externally as recommended by most guides and standards. [34]

## 10. Analyzing dBA measurements with low-frequency content

This chapter will present a few of the most emblematic cases that the author has encountered in his professional work (at least 85 similar cases in 15 years) where the impact of low-frequency noise was important, and it demanded a specific acoustics analysis because the C-A level in those cases was lower than 10 dB but the presence of the predominant tonal characteristics was important or a low-frequency sound was possibly heard (like a buzz or hum, i.e., annoying noise). The following instrumentations for sound measurements were used:

- a) Sound level meter analyzer with one-third-octave band, CESVA instruments, a class 1 SC420 model. Digital audio recorder, a portable sound recorder ZOOM H1.
- b) Sound level meter analyzer with one-third-octave band, CESVA instruments, a class 1 SC310 model. Digital audio recorder, a portable sound recorder ZOOM H1.
- c) Sound level meter analyzers with one-third-octave band, BSWA instruments, a class 1 308 model. Digital audio recorder, a portable sound recorder ZOOM H1.
- d) A class 1 sound calibrator, CESVA CB005 model.

### 10.1. Case 1: Hospital's intermediate recuperation room

For the installation of HVAC equipment due to the expansion of the MRI room (on a second floor roof), they did not take into account their proximity of the intermediate recovery rooms on the fourth floor of the same building. The nursing team received many complaints from patients in which a persistent buzzing noise did not allow them to rest, mainly during night hours. The following graphics show the sound measurement inside of one patient room, using the time history (Fig. 7-a) in which the intervals of the HVAC noise alone had to be extracted, and their frequencies spectrums analyzed (Fig. 7-b).

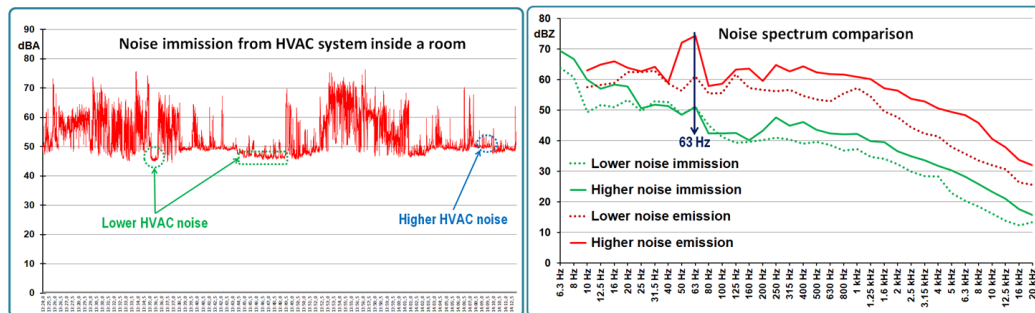


Fig. 7. Sound pressure level inside an intermediate recuperation room (re dB 20  $\mu Pa$ )

According to the basic criteria of C-A difference levels, the results are the following:

- a) Lower HVAC immission noise  $\rightarrow$  dBC-dBA = 56.6 - 46.7 = 9.9 dB
- b) Higher HVAC immission noise  $\rightarrow$  dBC-dBA = 59.4 - 50.6 = 8.8 dB

As one can see, in both cases the C-A difference is lower than 10 dB. It is important to note that the dBA does not ‘communicate’ the high level of energy in infrasound and low-frequency areas, and the tonal components is characteristics of the sound under analysis.

**10.2. Case 2: Coworking open plan offices**

At the top floor of a new building, a company decides to offer places for a Coworking labor environment, because they wanted to give a view of the Lima city through the glass façade. They did not realize that the electrical sub-station and all the electromechanical installations are above of that space, however, on a precast reinforced concrete slab. People were developing strong headaches, mental distractions and discomfort because of the steady low-level of humming noise. The following graphics show the sound measurement in the middle of the open-plan office, where it is possible to see that the difference between C-A level always is less than 10 dB (Fig. 8-a), and their spectrums have a high sound level in 125 Hz and strong energy in middle frequencies (Fig. 8-b).

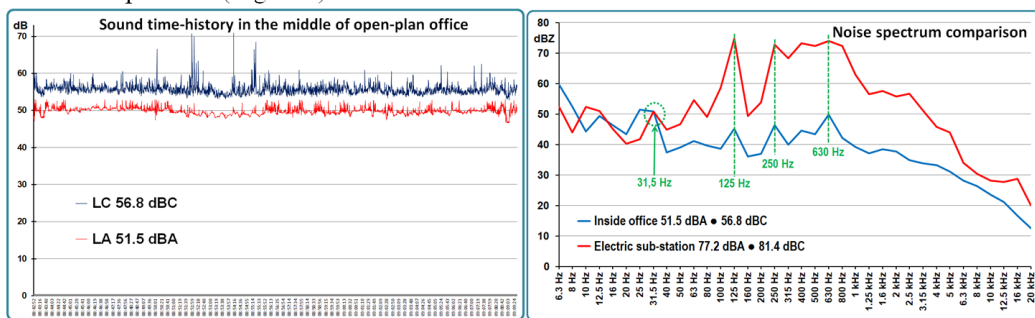


Fig. 8. Sound pressure level inside an open plan office (re dB 20  $\mu Pa$ )

According to the basic criteria of C-A difference levels, the results are the following:

- a) Noise immission in open-plan offices  $\rightarrow$  dBC-dBA = 56.8 – 51.1 = 5.3 dB
- b) Noise emission in electrical room  $\rightarrow$  dBC-dBA = 81.4 – 77.2 = 4.2 dB

As one can see, in both cases, the C-A difference is lower than 10 dB. It is important to note that the dBA does not ‘communicate’ the tonal components characteristics of the sound under analysis.



Fig. 9. Pictures taken in the places where the measurements were done (Case #1)

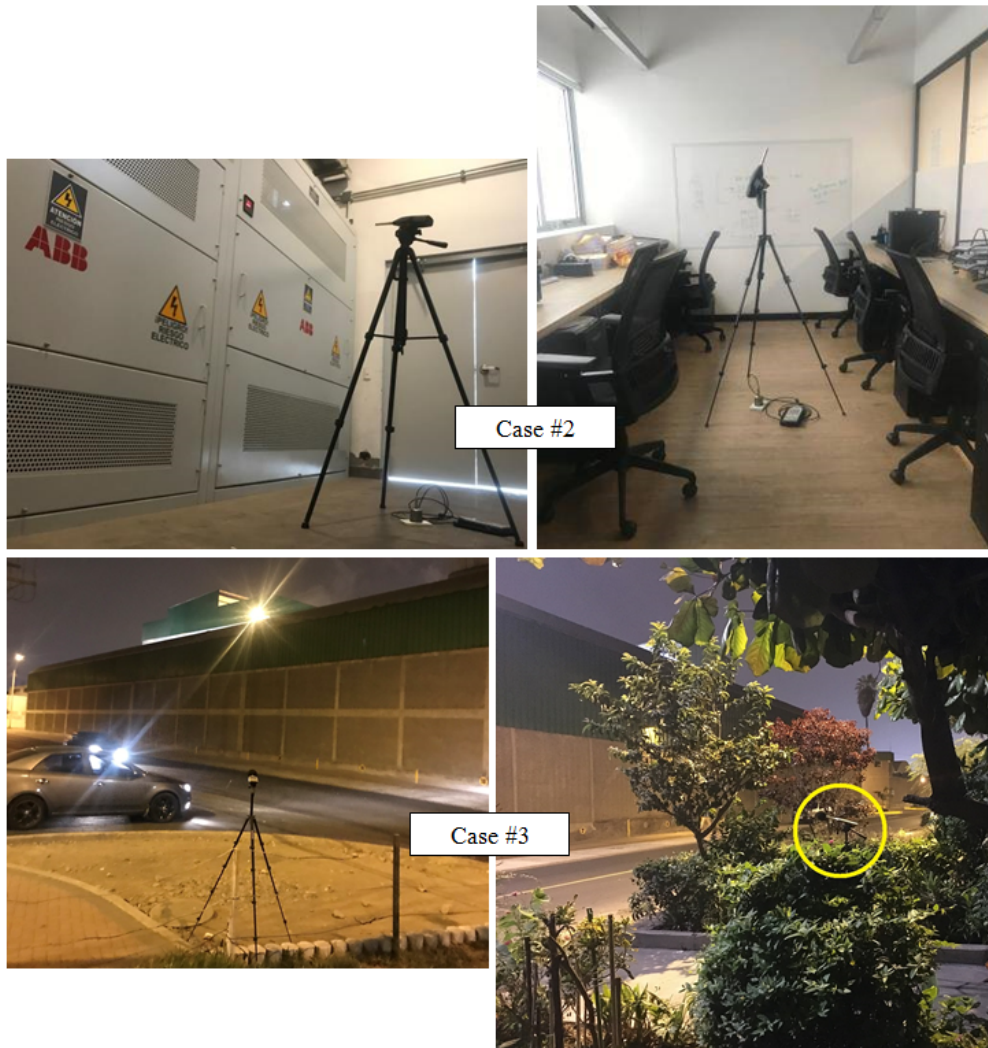


Fig. 9. Pictures taken in the places where the measurements were done (Case #2, Case #3)

### 10.3. Case 3: Immision noise in outdoor areas from a paper mill industry

The criterion for applying the C-A value is not only useful for indoor measurements but also for outdoor measurements. It is important in these cases to eliminate the unwanted sound from vehicles passing by; the author proposes one method to determinate the *Specific Sound* of one particular noise source from the *Total Sound* measurement, published in this Journal in December 2018 [35].

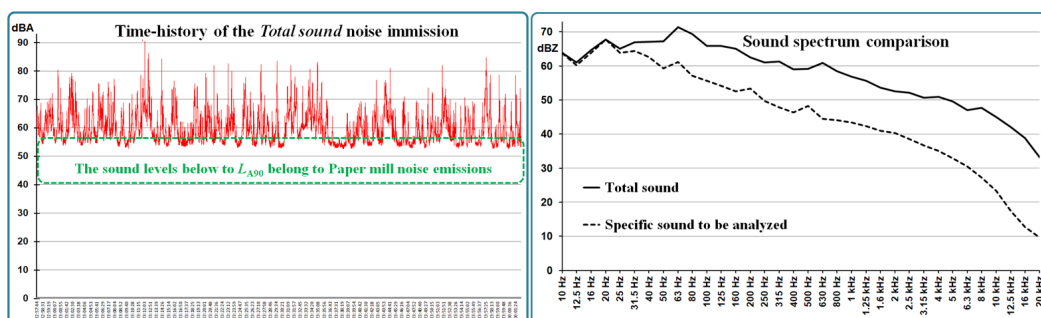


Fig. 10. Outdoor noise level from a paper mill industry (re dB 20  $\mu Pa$ )

In Fig. 10-a one can see the time-history of the *Total Sound* of one measurement, but for the analysis the *Specific Sound* level was used and its sound spectrum is in Fig. 10-b.

### 11. Rating dBC-dBA measurements using the whole bandwidth

In order to take into account the possible LFN annoyance when a dBA measurement is conducted, the first work that suggests adding a ‘penalty’ for these characteristics. Published in 1994 by Lambert & Valet ‘*Study related to the preparation of a communication on a future EC Noise Policy,*’ they proposed tentatively that when the average difference between dBC and dBA is 10 dB or more, a penalty should be added for a  $L_{eq}$  of less than 60 dBA [30]. They talked of using dBC minus dBA, so it is necessary to consider the whole frequency bandwidth; there are no further clarifications or explanations.

Canada has some industrial noise regulations based on similar criterion (Quebec, Alberta), a few municipalities in Spain, one Ordinance in Lima (Peru), and a couple Australian cities. Also, it is being discussed to incorporate it into an Argentinian Standard.

But what about when the dBC-dBA difference gives a small value less than 10 dB? There are many situations where this is possible just when the dBA level is high, usually when the measurement point is close to the noise source. In these cases, it is possible to get wrong judgments, because the  $L_C - L_A$  value is lower than 10 dB, and because the sound level in dBA units does not ‘communicate’ the strong energy in the low-frequency region (like in Case #1) and is useless with high tonal sound levels (like in Case #2).

### 12. Rating dBC-dBA measurements using the low-frequency bandwidth

WHO in [30] also suggests ‘*since a large proportion of low frequency components in the noise may increase annoyance considerably, they should be assessed with appropriate octave or 1/3 octave instruments.*’ For the measurements that were made to this Paper it used C-A in a low-frequency region (as it is recommended in the Draft of German DIN 45680:2013 [36]), it means to calculate  $L_C - L_A$  just using the equivalent continuous sound pressure level (ECSPL) but, for this Paper, it had been used the results of the averaging C-weighted and A-weighted from 16 Hz to 200 Hz (identified as  $dBC_{LF}$  and  $dBA_{LF}$  respectively), according to ISO 1996 Third Edition ‘*low-frequency sound*’ definition [37].

In Table 1 the equivalent sound levels in 1/3rd octave band of the two measurements inside Hospital’s intermediate recuperation room are presented, in order to calculate its ECSPL in a low-frequency bandwidth.

Table 1

Case #1: Calculation of ECSPL in low-frequency bands in intermediate recuperation room

16 Hz	20 Hz	25 Hz	31,5 Hz	40 Hz	50 Hz	63 Hz	80 Hz	100 Hz	125 Hz	160 Hz	200 Hz	(re dB 20 $\mu Pa$ )	
50.9	53.3	49.6	52.8	52.5	48.5	51	44.9	41.2	39.2	39.6	40.2	<b>Sound measured <math>L_Z</math></b>	
42.4	47.1	45.2	49.8	50.5	47.2	50.2	44.4	40.9	39.0	39.5	40.2	57.3	$L_{C_{eq},T}$ ( $dBC_{LF}$ )
-5.8	2.8	4.9	13.4	17.9	18.3	24.8	22.4	22.1	23.1	26.2	29.3	33.6	$L_{A_{eq},T}$ ( $dBA_{LF}$ )



Table 1 (Continuation)

16 Hz	20 Hz	25 Hz	31,5 Hz	40 Hz	50 Hz	63 Hz	80 Hz	100 Hz	125 Hz	160 Hz	200 Hz	(re dB 20 $\mu Pa$ )	
58.3	57.7	50.6	51.8	51.3	48.4	51	42.3	42.3	42.5	40.1	43.3	<b>Sound measured <math>L_Z</math></b>	
49.8	51.5	46.2	48.8	49.3	47.1	50.2	41.8	42.0	42.3	40.0	43.3	58.3	$L_{C_{eq,T}}$ ( $dB_{C_{LF}}$ )
1.6	7.2	5.9	12.4	16.7	18.2	24.8	19.8	23.2	26.4	26.7	32.4	35.3	$L_{A_{eq,T}}$ ( $dB_{A_{LF}}$ )

In Table 2 the equivalent sound levels in 1/3rd octave band of the measurement in the middle of the open-plan office is presented, in order to calculate its ECSPL in low-frequency bandwidth.

Table 2

Case #2: Calculation of ECSPL in low-frequency bands in open-plan office

16 Hz	20 Hz	25 Hz	31,5 Hz	40 Hz	50 Hz	63 Hz	80 Hz	100 Hz	125 Hz	160 Hz	200 Hz	(re dB 20 $\mu Pa$ )	
67.9	64.6	64.3	64.2	68.8	67.2	70.1	66.1	62.1	68.7	58.0	57.4	<b>Sound measured <math>L_Z</math></b>	
59.4	58.4	59.9	61.2	66.8	65.9	69.3	65.6	61.8	68.5	57.9	57.4	75.4	$L_{C_{eq,T}}$ ( $dB_{C_{LF}}$ )
11.2	14.1	19.6	24.8	34.2	37.0	43.9	43.6	43.0	52.6	44.6	46.5	55.2	$L_{A_{eq,T}}$ ( $dB_{A_{LF}}$ )

In Table 3, on the other hand, the differences between those values are calculated, and as one can see, the differences are always greater than 10 dB.

Table 3

Case #2: Calculation of ECSPL in low-frequency bands in open-plan office

Location	$L_{C_{eq,T}}$ ( $dB_{C_{LF}}$ )	$L_{A_{eq,T}}$ ( $dB_{A_{LF}}$ )	$dB_{C_{LF}} - dB_{A_{LF}}$	Difference
Case #1: Lower HVAC immision noise	57.3	33.6	23.7	>10
Case #1: Higher HVAC immision noise	58.3	35.3	23.0	>10
Case #2: Open-plan office	75.4	55.2	20.2	>10

### 13. Relationship between ‘ $L_C - L_A$ using the whole bandwidth’ and ‘ $dB_{C_{LF}} - dB_{A_{LF}}$ using the low-frequency bandwidth’

It is important to note in a simple way (see Table 4) how different the results of these two low-frequency sound descriptors are, because in some particular cases:

a) The  $L_C - L_A$  value (using the whole bandwidth) is less than 10 dB and this criterion does not express objectively the low-frequency content.

b) The  $L_C - L_A$  value (using the whole bandwidth) is less than 20 dB and this criterion does not express objectively the high low-frequency content.

The author presented at ICSV 26<sup>th</sup> a Paper with an exhaustive analysis [38], for the present article some of those data is shared, and enhanced with new ones:

Table 4

Comparison among different measurements  $L_C - L_A$  and  $dBC_{LF} - dBA_{LF}$  (re dB 20  $\mu Pa$ )

Location	Whole bandwidth			Third band 16 Hz to 200 Hz		
	$dBC$	$dBA$	$L_C - L_A$	$dBC_{LF}$	$dBA_{LF}$	$dBC_{LF} - dBA_{LF}$
Steel casting control site Point #1	81.1	72.7	5.2	80.4	60.1	20.3
Steel casting control site Point #2	83.1	77.9	2.9	81.2	61.1	20.1
Steel casting control site Point #3	88.7	85.0	3.3	85.8	65.8	20.0
Case #1: Lower HVAC noise	56.6	46.7	9.9	57.3	33.6	23.7
Case #1: Higher HVAC noise	59.4	50.6	8.8	58.3	35.3	23.0
Case #2: Open-plan office	56.8	51.5	5.3	75.4	55.2	20.2
Dwelling impacted by pump noise	62.6	55.3	7.3	58.6	42.9	15.7
Tech office inside a factory #1	67.6	53.0	14.6	67.5	41.7	25.8
Tech office inside a factory #2	67.6	51.7	15.9	67.4	41.6	25.8
Tech office inside a factory #3	67.6	51.6	16.0	67.3	41.5	25.8
Tech office inside a factory #4	67.6	51.4	16.2	67.5	41.7	25.7
Tech office inside a factory #5	67.2	50.1	17.1	67.2	41.5	25.8
Case #3. Point #1 day hour	71.7	56.3	15.4	71.8	50.1	21.7
Case #3. Point #2 day hour	70.5	55.8	14.7	70.7	46	24.7
Case #3. Point #3 day hour	72.4	58.6	13.8	72.5	50.4	22.1
Case #3. Point #1 night hour	69.1	53.4	15.7	69.2	46.5	22.7
Case #3. Point #2 night hour	73.0	53.8	19.2	73	52.4	20.6
Case #3. Point #3 night hour	69.9	56.1	13.8	69.7	47.7	22.0
Office #1 impacted by traffic noise	67.4	56.9	10.5	66.8	45.2	21.6
Office #2 impacted by traffic noise	67.2	56.2	11.0	66.5	45.2	21.3
Office #3 impacted by traffic noise	69.6	58.2	11.4	69.3	48.2	21.1
Dwelling #1 close to cooling towers	53.9	43.7	10.2	52.9	34.7	18.2
Dwelling #2 close to cooling towers	57.8	45.7	12.1	57.1	34.4	22.7
Dwelling #3 close to cooling towers	61.8	48.1	13.7	61.4	39.2	22.2
Mechanical adjustment control point	69.6	60.7	8.9	68.4	49.4	19.0
Electrical adjustment control point	82.8	77.2	5.6	80.2	61.4	18.8
Quality control point	87.4	78.1	9.3	86.4	67.3	19.1
Elemental school classroom	71.9	60.4	11.5	72.1	53.2	18.9
Kinder school classroom	60.7	46.1	14.6	60.9	38.5	22.4
Pre-kinder school classroom	68.1	55.2	12.9	68.3	48.6	19.7
School playground	66.4	56.1	10.3	68.7	45	23.7
Music classroom close to HVAC	63.1	59.2	3.9	60.2	43.3	16.9

Some legal references point out that an LFN condition may exist when the time-weighted average  $L_C - L_A$  (using the whole bandwidth) is equal to or greater than 20 dB, but as it can observe in the above table that it is not completely true, it means that the C-A value using the whole bandwidth does not have robustness.

For this article the author presents some results, but clarifies that he found out the same behavior in 85 different cases in the sense of the direct C-A value was less than 14 dB and on the contrary, their  $dBC_{LF} - dBA_{LF}$  was greater than 15 dB or even greater than 20 dB.

#### 14. Standards and national references to prognosis or forecast the LFN

Some countries have their own legislation about LFN assessment, such as: Poland (10 to 250 Hz), Germany (8 to 125 Hz), Sweden (31.5 to 200 Hz), Denmark (10 to 160 Hz), Finland (20 to 200 Hz), The Netherlands (10 to 200 Hz), Japan (10 to 80 Hz), Great Britain (10 to 160 Hz), Russia, Spain, etc., and it is very difficult to correlate the researches from those countries, because their references values are quite different from each other.

The ANSI/ASA S12.9 Part 4:2005 (R2015) in its Annex D ‘*Sounds with strong low-frequency content,*’ presents a descriptor based on the time-mean-square sound pressures in the 16, 31.5 and 63-Hz octave bands, so the corresponding low-frequency sound pressure level is symbolized by LLF; this descriptor should be applied only for strong low-frequency content and when C-A is greater than 10 dB, but this Annex is just ‘informative’, it is not mandatory its use or application.

The idea of using just the spectrum of inferior frequencies bands to analyze the LFN was born in Germany: ‘*In German-speaking countries can refer to the field tests by Wietlake and Kubicek. This was the basis for the first draft of DIN 45680 standard for the years 1990 to 1992 on determination and assessment of low-frequency noise emissions.*’ [39]. This Standard was the first to introduce the C-A method, but using the results of the averaging C-weighted and A-weighted from 8 Hz to 100 Hz, was published in 1997. Even though the last version of DIN 45680 recommends the use of C-A but it does not consider frequencies above 125 Hz [36].

It could be interesting of having one single Standardized low-frequency sound descriptor like  $dBC_{LF} - dBA_{LF}$ , the one is presented in this Article.

#### 15. Defining a specific sound descriptor to assess the LFN: $dBC_{LF} - dBA_{LF}$

The ISO 1996 Third Edition does not propose as mandatory any ‘correction’ or ‘adjustment’ for sound with strong low-frequency content [37] compared with the previous ones; because of this the author believes that it is important to have an International standardized sound descriptor for low-frequency assessment. The ILFN annoyance is not just a problem inside dwellings but is also important at workplaces when a mental work is needed not just in offices but in control production points in noisy areas. Because the time-weighted average  $L_C - L_A$  using the whole bandwidth ‘*will give a crude information about the contribution of low frequency sounds*’ [30], it is not recommended to use this parameter.

### Conclusions

Over the past 50 years, plenty of information about the ILFN impact on people’s health exists, but legislation is not always mandatory to make a right assessment for low-frequency content. Mostly it is just when its presence is suspected or if it is proven to exist.

After more than 80 years, it is time to ‘retire’ the A-weighting frequency for measuring sounds with complex spectrum or tonal components, and even more to consider that it does not express the low-frequency content in noise. Throughout the life of the dBA, many acousticians have been warning that its use does not consider the real impact of low-frequencies, and the A-weighting curve lacks validity especially at frequencies below 250 Hz, because its noise level is underestimated.

*‘A-weighting is largely derived from studies of human listeners utilizing tonal signals and likely does not fully capture the relationship between complex signals and perceived loudness.*

*It does not account for the frequency spectra of signals and likely underestimates contributions of complex signals across the frequency range of hearing.* [18]

### Prediction parameter for LFN annoyance assessment

In order to suggest a single parameter to assess the LFN, under the concepts of International Standard ISO 1996, the author proposes using the difference between  $dBC_{LF} - dBA_{LF}$ , because if the low-frequency components are a concern (at workplaces or housing) the reference threshold value should be equal to or greater than 15 dB; so, in this way with the averaging of 1/3rd octave band from 16 Hz to 200 Hz (the standardized ISO low-frequency range), the uncertainties because of the energy in middle or high frequencies are discarded. For this calculation is possible to write simple software and should be considered as a tool to improve the sound analysis that contains tonal or high levels of low-frequency noise.

The author wants to acknowledge and thank: Gretchen Iorio (*Up-Wares, Waterbury*) for revising the writing and spelling; Alberto Behar (*Ryerson University Toronto*) for sharing his experiences and his time to discuss LFN impact at workplaces, Eduard Puig (*SPCCAL, Generalitat de Catalunya*), Andrea Bauerdorff (*Umweltbundesamt, Germany*), and Iulia Rassoshenko (*Noise Theory and Practice Journal*).

### References

1. Hewlett-Packard (1968) «Acoustics Handbook. Application Note 100», available at: <http://www.cieri.net/Documenti/Misure>
2. General radio (1968) «Instruction Manual. Type 1551-C Sound-Level I Meter», available at: <https://manualzz.com/doc/11886857/1551-c-sound-level-meter-manual>.
3. Radau, R. (1867) «L'acoustique: ou Les phénomènes du son». France, available at: <https://gallica.bnf.fr/ark:/12148/bpt6k203286v/f223.image>
4. First Sound (2007) «Thomas Edison, Charles Batchelor and the Metropolitan Elevated Railroad», available at: (accessed December 19, 2019) <https://www.firstsounds.org/research/merr.php>
5. Chaudhuri, A. (2011) «Fundamentals of Sensory Perception». Canada, available at: <http://sonify.psych.gatech.edu/walkerb/classes/perception/readings/Chaudhuri-CH1.pdf>.
6. Preyer W.T. (1876) «Über die grenzen der tonwahrnehmung». Germany, available at: <https://reader.digitale-sammlungen.de/resolve/display/bsb11335547.html>
7. Helmholtz H.L.F. (1895) «On the sensations of tone as a physiological basis for the theory of music». Germany, available at: [https://archive.org/stream/onsensationsofto00helmrich/onsensationsofto00helmrich\\_djvu.txt](https://archive.org/stream/onsensationsofto00helmrich/onsensationsofto00helmrich_djvu.txt)
8. Hartmann A.W. (1889) «Die krankheit des ohres und deren behandlung». Germany, available at: <https://www.forgottenbooks.com>
9. California digital newspaper collection (1885) «A unit of sound» San Francisco Call, Volume 78, Number 72, available at: <https://cdnc.ucr.edu/?a=d&d=SFC18950811.2.175&srpos=7&e=---en-20-SFC-1-txt-txIN-hiram+noise---1>
10. Wein M. (1903) «Ueber die empfindlichkeit des menschlichen Ohres für töne verschiedener Höhe». Aus dem Physik. Institut der technischen Hochschule Aachen.
11. Ingerslev F. (1952) «Acoustics In Modern Building Practice», available at: [https://archive.org/stream/in.ernet.dli.2015.140817/2015.140817.Acoustics-In-Modern-Building-Practice\\_djvu.txt](https://archive.org/stream/in.ernet.dli.2015.140817/2015.140817.Acoustics-In-Modern-Building-Practice_djvu.txt)

12. Von Békésy G. (1936) «Über die Hörschwelle und Fühlgrenze langsamer sinusförmiger Luftdruckschwankungen» *Annalen der Physik*, 5. Folge, Band 26; Leipzig
13. Ballou G.M. (2008) «Handbook for Sound Engineers». USA, available at: <https://nikospapachristou.files.wordpress.com/2013/02/handbook-for-sound-engineers.pdf>
14. Börner H. (2002) «Heinrich Georg Barkhausen (1881 bis 1956)», available at: <http://herbert-boerner.de/Beitraege/Biogr/Barkhausen.pdf>
15. Barkhausen, H. (1926) «Ein neuer Schallmesser für die Praxis» Leipzig. *Zeitschrift für technische Physik* 7 H. 12, S. 599 - 601
16. Nature Magazine (1937) «The First International Acoustical Conference». available at: <https://pdfslide.net/download/link/the-first-international-acoustical-conference>
17. Fletcher H. Munson W.A. (1933) «Loudness, Its Definition, Measurement and Calculation». US, available at: <https://archive.org/details/bstj12-4-377>
18. Houser D.S. et al (2017) «A review of the history, development and application of auditory weighting functions in humans and marine mammals», available at: <https://asa.scitation.org/doi/10.1121/1.4976086>
19. ASA (1936) «American tentative standards for sound level meters for measurement of noise and other sounds». US, American Standards Association
20. Beranek L.L. (1954) «Acoustics». US, available at: [https://www.academia.edu/35252349/Leo\\_L\\_Beranek\\_-\\_Acoustics](https://www.academia.edu/35252349/Leo_L_Beranek_-_Acoustics)
21. Foulds B. (1938) «Recent Advances in the Use of Acoustic Instruments for Routine Production Testing». *The Journal of the Acoustical Society of America* 10, 87
22. Stevens C. L. (1957) «Filter Networks». *JASA*, available at: <https://asa.scitation.org/doi/abs/10.1121/1.1908794?journalCode=jas>
23. Nielsen L. (2011) «Date of establishment of the Technical Committee and a brief historical background» IEC, available at: <https://acousticalsociety.org/wp-content/uploads/2018/01/TC-29-Strategic-Busines-Plan-Nov2011.pdf>
24. ISO 1996-1:2016 «Acoustics - Description, measurement and assessment of environmental noise - Part 1: Basic quantities and assessment procedures»
25. Robinson D. W., Dadson D.S. (1956) «A Re-determination of the Equal-Loudness Relations for Pure Tones» *Brit. J. Appl. Phys.*
26. Kawashima H., Itoh Y. (1968) «Recent features of Fuji low-sound-level transformers (2)» available at: [https://www.fujielectric.com/company/tech\\_archives/pdf/14-06/FER-14-06-194-1968.pdf](https://www.fujielectric.com/company/tech_archives/pdf/14-06/FER-14-06-194-1968.pdf)
27. Möller H., Lydolf M. (2000) «Background for revising equal-loudness contours», available at: <http://www.conforg.fr/internoise2000/cdrom/data/articles/000896.pdf>
28. Kryter K.D. (1966) «Review of research and methods for measuring the loudness and noisiness of complex sounds», available at: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19660011809.pdf>
29. Waterhouse R.V. (1985) «James Howard Botsford. 1925-1984», available at: <https://pdfslide.net/documents/botsford-james-howard-19251984.html>
30. Berglund B., Lindvall T. (1995) «Community noise» WHO Geneva, available at: <https://www.who.int/docstore/peh/noise/Noiseold.html>
31. Bryan M.E., Tempest W. (1973) «Are our noise laws adequate?» Audiology Group, Electrical Engineering Department, Salford University.
32. Möller H., Rubak P. (1980) «Proceedings Conference on Low Frequency Noise and Hearing», Aalborg, Denmark, available at: [https://vbn.aau.dk/ws/portalfiles/portal/227874366/1980\\_M\\_ller\\_and\\_Rubak\\_Proceedings\\_LF\\_conference.pdf](https://vbn.aau.dk/ws/portalfiles/portal/227874366/1980_M_ller_and_Rubak_Proceedings_LF_conference.pdf)
33. Broner N. (1978) «The effects of low frequency noise on people-A review», available at: <https://waubrafoundation.org.au/wp-content/uploads/2015/02/Broner-The-effects-of-low->

frequency-noise-on-people.pdf

34. Broner N., Leventhall H.G. (1983) «Low Frequency Noise Annoyance Assesment by Low Frequency Noise Rating (LFNR) Curves», available at:

[https://www.researchgate.net/publication/271027329\\_Low\\_Frequency\\_Noise\\_Annoyance\\_Assesment\\_by\\_Low\\_Frequency\\_Noise\\_Rating\\_LFNR\\_Curves](https://www.researchgate.net/publication/271027329_Low_Frequency_Noise_Annoyance_Assesment_by_Low_Frequency_Noise_Rating_LFNR_Curves)

35. Montano W.A. (2018) «Low frequency noise and infrasound: A new method to determine the specific sound from the total sound; a plausible statistical algorithm for use in Legal Noise Assessment», available at: [http://media.noisetp.com/filer\\_public/36/30/36303c23-3665-4443-9eee-79063db9bc9a/noisetp2018issue4\\_4pp5-14eng.pdf](http://media.noisetp.com/filer_public/36/30/36303c23-3665-4443-9eee-79063db9bc9a/noisetp2018issue4_4pp5-14eng.pdf)

36. DIN 45680 (2013) «Entwurf. Messung und Beurteilung tieffrequenter Geräuschemissionen»

37. ISO 1996-2 (2017) «Acoustics - Description, measurement and assessment of environmental noise - Part 2: Determination of sound pressure levels»

38. Montano W., Gushiken E. (2019) «Low frequency and infrasound annoyance within homes and workplaces. Evaluation using values in dBG instead of dBA?» ICSV26th

39. Möhler, U. et al (2014) «Machbarkeitsstudie zu Wirkungen von Infraschall» Umweltforschungsplan des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, available at: <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/machbarkeitsstudie-zu-wirkungen-von-infraschall>

УДК: 534.6; 331.45; 613

OECD: 01.03.AA; 10.63.49; 76.01.93

## Моделирование шумообразования специального расточного станка

Гогуадзе М.Г.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Аспирант, Ростовский государственный университет путей и сообщений,  
Ростов-на-Дону

### Аннотация

Уровни шума на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков зачастую превышают нормативные значения и достигают уровней звука до 90-95 дБА. Характерной особенностью данного типа станков является наличие двух одновременно работающих борштанг, предназначенных для растачивания отверстий различного диаметра. В этой статье рассмотрен процесс моделирования шумообразования специального расточного станка.

**Ключевые слова:** уровни звука, шум, расточные станки.

### *Simulation of noise generation of a special boring machine*

Gogvadze M.G.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Postgraduate, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don

### Abstract

Noise levels in the workplaces of Metalworking machine operators often exceed the standard values and reach sound levels up to 90-95 dBA. A characteristic feature of this type of machine is the presence of two simultaneously working boring bars designed for boring holes of different diameters. This article describes the process of modeling the noise generation of a special boring machine.

**Keywords:** sound levels, noise, boring machines.

### Введение

Уровни шума на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков зачастую превышают нормативные значения и достигают уровней звука до 90-95 дБА. Между тем рабочие скорости станков с каждым годом возрастают, и это может в ряде случаев приводить к еще большим превышениям уровней шума в цехах и вибраций на рабочих местах, превышающих установленные санитарные нормы. В данной статье рассмотрен процесс моделирования шумообразования специального расточного станка.

Характерной особенностью описываемого типа станков является наличие двух одновременно работающих борштанг, предназначенных для растачивания отверстий различного диаметра. Эта особенность учитывается в аналитическом задании силового воздействия после суммы сил резания от каждой борштанги. На каждой борштанге при одинаковой подаче глубина и скорость резания различны и, следовательно, различны частоты стружкообразования, которые по данным выполняемых работ задаются ниже представленным образом.

## 1. Моделирование виброакустической динамики корпусов

На станке обрабатываются корпуса идентичной конфигурации, но имеющие различные геометрические размеры и, что особенно важно, различные значения изгибной жесткости обрабатываемых изделий. Поэтому ниже рассмотрены два варианта моделей виброакустической динамики растачиваемых корпусов:

1. Как шарнирно-опертой оболочки
2. Оболочки с жестко закрепленными краями.

Выбор модели зависит от соотношения изгибной жесткости обрабатываемой детали и жесткости опор.

Поскольку сила резания представляет собой силовые возмущения, перемещающиеся вдоль обрабатываемой заготовки со скоростью подачи, то с учетом данных работы [1] уравнения изгибных колебаний представим в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} EJ_x \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} - \rho J_x \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho F_c \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} &= P_y(t) \delta(x - x_0) \\ EJ_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial x^4} - \rho J_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho F_c \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} &= P_z(t) \delta(x - x_0) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где  $E, J_{x,y}$  – модуль упругости, Па, и моменты инерции обрабатываемой детали в направлении соответствующих осей координат, м<sup>4</sup>;

$\xi, \varepsilon$  – продольные перемещения от силового воздействия в направлении осей координат (ОУ и ОХ);

$F_c$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;

$P_{y,z}$  – составляющие силы резания, Н;

$\delta(x - x_0)$  – дельта функция, смещенная по координате  $x_0$ .

Для условий закрепления изделия, соответствующих шарнирно-опорной оболочки, дифференциальные уравнения поперечных колебаний примут вид:

$$\left. \begin{aligned} EJ_x \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} - \rho J_x \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho F_c \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} &= \frac{2P_{y1}(t)}{l} \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s t}{l} \sin \frac{\pi k x}{l} + \frac{2P_{y2}(t)}{l} \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s t}{l} \sin \frac{\pi k x}{l} \\ EJ_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial x^4} - \rho J_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho F_c \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} &= \frac{2P_{z1}(t)}{l} \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s t}{l} \sin \frac{\pi k x}{l} + \frac{2P_{z2}(t)}{l} \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s t}{l} \sin \frac{\pi k x}{l} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

$l$  – длина растачиваемого отверстия, м;

$s$  – скорость подачи расточного резца, м/с;

$P_z$  и  $P_y$  – составляющие силы резания, Н;

$\omega$  – циклическая координата,  $\frac{1}{c}$ ;

$t$  – время, с.

По данным работы [3] силы резания  $P_z, P_y$  зададим в следующем виде:

$$\overline{P_{z1}} = P_{z1} (1 + 0,3 \cos \omega_1 t);$$

$$\overline{P_{y1}} = P_{y1} (1 + 0,3 \cos \omega_1 t);$$

$$\overline{P_{z2}} = P_{z2} (1 + 0,3 \cos \omega_2 t);$$

$$\overline{P_{y2}} = P_{y2} (1 + 0,3 \cos \omega_2 t).$$

Используя метод разделения переменных, получим следующую систему дифференциальных уравнений:



$$\left. \begin{aligned}
 & \rho \left[ J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 + F_c \right] \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + E J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 \xi = \\
 & = \frac{2P_{y_1}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s}{l} t + 0,15 \left[ \sin \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right) t + \sin \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right) t \right] \right\} + \\
 & + \frac{2P_{y_2}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s}{l} t + 0,15 \left[ \sin \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right) t + \sin \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right) t \right] \right\}; \\
 & \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 + F_c \right] \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + E J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 \varepsilon = \\
 & = \frac{2P_{z_1}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s}{l} t + 0,15 \left[ \sin \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right) t + \sin \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right) t \right] \right\} + \\
 & + \frac{2P_{z_2}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \sin \frac{\pi k s}{l} t + 0,15 \left[ \sin \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right) t + \sin \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right) t \right] \right\}.
 \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Решение уравнений относительно скоростей колебаний получено в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \xi}{\partial t} = & \frac{2P_{y_1}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\frac{\pi k s}{l} \cos \frac{\pi k s}{l} t}{E J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} \right)^2} + \right. \\
 & + 0,15 \left[ \frac{\left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right) t}{E J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right)^2} + \right. \\
 & \left. \left. + \frac{\left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right) t}{E J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right)^2} \right] \right\} + \\
 & + \frac{2P_{y_2}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\frac{\pi k s}{l} \cos \frac{\pi k s}{l} t}{E J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} \right)^2} + \right. \\
 & + 0,15 \left[ \frac{\left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right) t}{E J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right)^2} + \right. \\
 & \left. \left. + \frac{\left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right) t}{E J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_x \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right)^2} \right] \right\}
 \end{aligned} \quad (4)$$

Используя задание модуля упругости в комплексной форме  $\tilde{E} = E(1 + j\eta)$ , (где  $\eta$  - коэффициент потерь колебательной энергии), получим:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = & \frac{2P_{z1}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \right\} \frac{\pi k s}{l} \cos \frac{\pi k s}{l} t}{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} \right)^2 \right\}^2 + (\eta EJ_y)^2 \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2} + \right. \\
& + 0,15 \left[ \frac{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \right\} \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right) t}{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_1 \right)^2 \right\}^2 + (\eta EJ_y)^2 \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2} + \right. \\
& \left. \left. + \frac{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \right\} \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right) t}{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_1 \right)^2 \right\}^2 + (\eta EJ_y)^2 \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2} \right] \right\} + \\
& + \frac{2P_{z2}}{l} \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \right\} \frac{\pi k s}{l} \cos \frac{\pi k s}{l} t}{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} \right)^2 \right\}^2 + (\eta EJ_y)^2 \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2} + \right. \\
& + 0,15 \left[ \frac{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \right\} \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right) t}{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} - \omega_2 \right)^2 \right\}^2 + (\eta EJ_y)^2 \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2} + \right. \\
& \left. \left. + \frac{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \right\} \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right) \cos \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right) t}{\left\{ EJ_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^4 - \rho \left[ J_y \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2 - F_c \right] \left( \frac{\pi k s}{l} + \omega_2 \right)^2 \right\}^2 + (\eta EJ_y)^2 \left( \frac{\pi k}{l} \right)^2} \right] \right\}. \tag{5}
\end{aligned}$$

## 2. Вывод зависимостей уровней шума и вибраций режущего инструмента

Отличие расчета виброакустических характеристик расточных борштанг заключается в том, что в процессе обработки координаты приложения силы резания не изменяются, поэтому борштанги и резцы, имея постоянный осевой момент инерции, аппроксимируются шарнирно-опорными балками постоянного сечения.

В этом случае дифференциальные уравнения борштанг и резцов примут вид

$$EJ_1 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + m_{01} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = P_{z1} \delta(x - x_{01});$$

$$EJ_1 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + m_{01} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = P_{y1} \delta(x - x_{01});$$

$$EJ_2 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + m_{01} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = P_{z2} \delta(x - x_{02});$$

$$EJ_2 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + m_{01} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = P_{y2} \delta(x - x_{02}),$$

где  $E$  - модуль упругости, Па;

$J_1$  и  $J_2$  - моменты инерции, м<sup>4</sup>;

$x_{01}$  и  $x_{02}$  - координаты приложения сил резания (соответственно);

$P_z$  и  $P_y$  - составляющие силы резания, Н;

$m_{01}$  - распределенная масса единицы длины борштанги, кг/м.

Расчет спектров вибраций резцов и расточных борштанг с консольным закреплением основан на том, что координата приложения силового воздействия постоянна относительно места закрепления. Функция, соответствующая крайним условиям, задана следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} \varphi = & \sin^3 \frac{\pi k x}{2l} \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi x = \frac{9}{32} \left( \sin \frac{1-2k}{2l} \pi x + \sin \frac{3k-1}{2l} \pi x \right) - \\ & - \frac{3}{32} \left( \sin \frac{k+1}{2l} \pi x + \sin \frac{5k-1}{2l} \pi x \right) + \frac{3}{32} \left( \sin \frac{3-5k}{2l} \pi x + \sin \frac{7k-3}{2l} \pi x \right) - \\ & - \frac{1}{32} \left( \sin 3 \frac{1-k}{2l} \pi x + \sin \frac{9k-1}{2l} \pi x \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Применительно к борштангам круглого сечения система уравнений примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_{11}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{1-2k}{l} \right)^4 z_{11} &= \frac{10^{-4} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_{21}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{3k-1}{l} \right)^4 z_{21} &= \frac{10^{-4} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_{31}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{k-1}{l} \right)^4 z_{31} &= \frac{0,3 \cdot 10^{-5} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_{41}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{5k-1}{l} \right)^4 z_{41} &= \frac{0,3 \cdot 10^{-5} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_{51}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{3-5k}{l} \right)^4 z_{51} &= \frac{0,3 \cdot 10^{-5} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_{61}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{7k-3}{l} \right)^4 z_{61} &= \frac{0,3 \cdot 10^{-5} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_{71}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{1-k}{l} \right)^4 z_{71} &= \frac{0,15 \cdot 10^{-5} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_{81}}{dt^2} + 10^7 d_1^2 \left( \frac{9k-1}{l} \right)^4 z_{81} &= \frac{0,15 \cdot 10^{-5} P_z}{d_1^2 l} (1 + 0,3 \cos \omega t). \end{aligned} \quad (7)$$

Решения уравнений относительно действительной части скоростей колебаний в направлении оси OZ определяются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} |Re\{\nu_{k_{11}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8} l^3}{d_1^3} \left( \frac{1-2k}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{1-2k}{l} \right)^2 t - \right. \\ \left. - \frac{3 \cdot 10^{-5} \omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{1-2k}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{1-2k}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{1-2k}{l} \right)^8} \right\}; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} |Re\{\nu_{k_{21}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8} l^3}{d_1^3} \left( \frac{3k-1}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{3k-1}{l} \right)^2 t - \right. \\ \left. - \frac{3 \cdot 10^{-5} \omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{3k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{3k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{3k-1}{l} \right)^8} \right\}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$|Re\{\nu_{k_{31}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3} \left( \frac{k-1}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{k-1}{l} \right)^2 t - \frac{3 \cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{k-1}{l} \right)^8} \right\}; \quad (10)$$

$$|Re\{\nu_{k_{41}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3} \left( \frac{5k-1}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{5k-1}{l} \right)^2 t - \frac{3 \cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{5k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{5k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{5k-1}{l} \right)^8} \right\}; \quad (11)$$

$$|Re\{\nu_{k_{51}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3} \left( \frac{3-5k}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{3-5k}{l} \right)^2 t - \frac{3 \cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{3-5k}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{3-5k}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{3-5k}{l} \right)^8} \right\}; \quad (12)$$

$$|Re\{\nu_{k_{61}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3} \left( \frac{7k-3}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{7k-3}{l} \right)^2 t - \frac{3 \cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{7k-3}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{7k-3}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{7k-3}{l} \right)^8} \right\}; \quad (13)$$

$$|Re\{\nu_{k_{71}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3} \left( \frac{1-k}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{1-k}{l} \right)^2 t - \frac{3 \cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{1-k}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{1-k}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{1-k}{l} \right)^8} \right\}; \quad (14)$$

$$|Re\{\nu_{k_{81}}\}| = P_{z_1} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3} \left( \frac{9k-1}{l} \right)^2 \sin 3,2 \cdot 10^3 d_1^2 \left( \frac{9k-1}{l} \right)^2 t - \frac{3 \cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0,3 \left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{9k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right] \sin \omega t}{\left[ 10^7 d_1^2 \left( \frac{9k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right]^2 + (10^7 d_1^2 \eta)^2 \left( \frac{9k-1}{l} \right)^8} \right\}. \quad (15)$$

Скорости колебаний борштанги в направлении оси ОХ определяются заменой  $P_{z_1}$  на  $P_{x_1}$ .

Аналогичным образом определяются скорости колебаний в направлении соответствующих осей второй борштанги. Поскольку она имеет другой диаметр и работает при воздействии сил резания, отличных от первой борштанги, то в системе уравнений и в решениях относительно скоростей колебаний  $d_1$  и  $P_{z_1}$ ,  $P_{x_1}$  заменяются на  $d_2$  и  $P_{z_2}$ ,  $P_{x_2}$ .

Собственные частоты колебаний борштанг  $f_k$ , Гц, как консольно-закрепленных стержней круглого сечения определяются следующей зависимостью:

$$f_k = 5 \cdot 10^2 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 d. \quad (16)$$

где  $l$  - длина растачиваемого отверстия, м;  
 $k$  - жесткость, кг/с<sup>2</sup>;  
 $d$  - диаметр цилиндра, м.

Резцы на специальном осетокарном станке имеют сечение прямоугольной формы с размерами  $b \times h$  ( $h > b$ ). Моменты инерции  $J_1$  и  $J_2$ , м<sup>4</sup>, в направлении соответствующих осей координат определяются как:

$$J_1 = \frac{hb^3}{12} \quad \text{и} \quad J_2 = \frac{bh^3}{12}.$$

Тогда уравнения колебаний резца в направлении оси OZ определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{1-2k}{l} \right)^4 z_1 &= \frac{7 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{3k-1}{l} \right)^4 z_2 &= \frac{7 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_3}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{k-1}{l} \right)^4 z_3 &= -\frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_4}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{5k-1}{l} \right)^4 z_4 &= -\frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_5}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{3-5k}{l} \right)^4 z_5 &= \frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_6}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{7k-3}{l} \right)^4 z_6 &= \frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_7}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{1-k}{l} \right)^4 z_7 &= -\frac{10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t); \\ \frac{d^2 z_8}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left( \frac{9k-1}{l} \right)^4 z_8 &= -\frac{10^{-5} P_z}{bhl} (1 + 0,3 \cos \omega t). \end{aligned} \quad (17)$$

Собственные частоты колебаний резца  $f_k$ , Гц, определяются как:

$$f_k = 5 \cdot 10^4 \left( \frac{2k-1}{l} \right)^2 h. \quad (18)$$

где  $k$  и  $l$  то же, что в формуле (16);  
 $h$  - размер штанги, м.

При растачивании отверстий внутренний воздушный объём возбуждается колебаниями борштанги и при оценке уровней шума в рабочей зоне следует учитывать излучение звуковой энергии из торцов отверстия.

Звуковое давление во внутреннем воздушном объеме с жесткими стенками (корпус растачиваемой детали) определяется из волнового уравнения [2].

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 P}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \rho_0 \frac{\partial}{\partial t} (Q \psi_N \exp^{-i2\pi f_N t}), \quad (19)$$

где  $P$  – звуковое давление, Па;

$\rho_0$  и  $c_0$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>, и скорость звука в воздухе, м/с;

$Q$  – производительность источника шума, м/с;

$\psi_N$  – значение фундаментальной функции для цилиндрического объема.

Решение этого уравнения для среднеквадратичного звукового давления имеет вид [2]:

$$P^2 = \frac{V_0^2 c_0^4}{2V} \sum_N \sum_k \frac{\omega_k^2 Q_k^2}{(2\omega_N \delta_N)^2 + (\omega_N^2 - \omega_k^2)^2}, \quad (20)$$

где  $\omega_k$  – круговые собственные частоты колебаний борштанги, с<sup>-1</sup>;

$\omega_N$  – круговые собственные частоты колебаний воздушного объема растачиваемого отверстия, с<sup>-1</sup>;

$\delta_N$  – коэффициент затухания звуковой волны,  $\frac{l}{c}$ .

Применительно к параметрам растачиваемого отверстия для собственных частот колебаний воздушного объема и коэффициентов затухания получены следующие зависимости:

$$f_N = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l}\right)^2 + \frac{4n_x + 2m + 1}{2d_0}}, \quad (21)$$

$$\delta_N = \frac{c_0}{2l} \frac{\alpha}{1 - \left(\frac{m}{n_x} + \frac{m}{2} + \frac{1}{4}\right)^2}, \quad (22)$$

где  $\alpha$  – коэффициент звукопоглощения;

$l$ ,  $d_0$  – длина и диаметр отверстия, м;

$n_x$  и  $m$  – целые числа, характеризующие соответствующую моду колебаний воздушного объема [4].

Производительность источника шума  $Q_k$ , м<sup>3</sup>/с, (в данном случае борштанги):

$$Q_k = \pi d_b l_b \nu_{k_b}, \quad (23)$$

где  $d_b$  и  $l_b$  – диаметр и длина борштанги, м;

$\nu_{k_b}$  – среднеквадратичная скорость колебаний борштанги, м/с.

## Заключение

В статье показана проблема повышенного уровня шума на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков. Разработана математическая модель виброакустической динамики корпуса. Выполнено моделирование зависимостей шума от вибрации конструкций. Фактически сравнение расчетных уровней звукового давления с предельно-допустимыми значениями позволит на стадии проектирования

[3] оценить ожидаемые величины превышений акустических характеристик на рабочих местах операторов над санитарными нормами и обосновать параметры конструкций систем шумозащиты по изначальному выполнению нормативных величин. Пользуясь представленной методикой, в будущем, можно будет моделировать процессы шумообразования на других металлообрабатывающих станках.

### Список литературы

1. Колесников И.В. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава / И.В. Колесников, С.Ф. Подуст, С.С. Подуст, А.Н. Чукарин // Монография. – М.: ВИНТИ РАН, 2015. – 216 с.
2. Звукоизлучение при токарной обработке / Чукарин А.Н. Каганов В.С. // Борьба с шумом и звуковой вибрацией: материалы семинара. – М., 1993.
3. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. A. Shashurin, M. Goguadze, A. Lubianchenko, AKUSTIKA, Volume 34, 2019, с. 100-104 ISSN 1801-9064
4. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction, A. Shashurin M. Goguadze A. Chukarin, AKUSTIKA, Volume 34, 2019, с. 104-107 ISSN 1801-9064

### References

1. Kolesnikov I.V. Sposoby snizheniya shuma i vibracij pri proektirovanii, proizvodstve i ekspluatatsii zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava / I.V. Kolesnikov, S.F. Podust, S.S. Podust, A.N. Chukarin – M.: VINITI RAN, 2015. – p. 216.
2. Zvukoizluchenie pri tokarnoj obrabotke / Chukarin A.N. Kaganov V.S. // Bor'ba s shumom i zvukovoj vibraciej: materialy seminar. – M., 1993.
3. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. A. Shashurin, M. Goguadze, A. Lubianchenko, AKUSTIKA, Volume 34, 2019, pp. 100-104 ISSN 1801-9064
4. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction, A. Shashurin M. Goguadze A. Chukarin, AKUSTIKA, Volume 34, 2019, pp. 104-107 ISSN 1801-9064

УДК: 534.23  
OECD: 01.03.AA

## Экспериментальное исследование низкочастотной эффективности малогабаритного звукоизолирующего кожуха

Кирпичников В.Ю.<sup>1</sup>, Кошечев А.П.<sup>2</sup>, Добрынин Д.Г.<sup>3</sup>, Дроздова Л.Ф.<sup>4</sup>  
<sup>1</sup> Главный научный сотрудник, <sup>2</sup> Начальник стенда, <sup>3</sup> Инженер  
<sup>1,2,3</sup> ФГУП "Крыловский государственный научный центр", Санкт-Петербург  
<sup>4</sup> Профессор, Балтийский государственный технический университет  
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург

### Аннотация

Выполнены экспериментальные исследования звукоизлучения крышки малогабаритного звукоизолирующего кожуха на низших резонансных частотах изгибных колебаний при отсутствии и наличии на ней тонкого армированного вибропоглощающего покрытия. Показано, что облицовка крышки покрытием, содержащим полимерную пленку на основе поливинилацетата, приводит к повышению эффективности кожуха на частотах, где звукопоглощающие материалы с существенно большими толщинами не работают.

**Ключевые слова:** звукоизолирующие кожухи, эффективность, низкие частоты, вибропоглощающие покрытия, звукопоглощение.

### *Experimental study of low-frequency effectiveness of small sound isolation enclosure*

*Kirpichnikov V.Yu.<sup>1</sup>, Kosheev A.P.<sup>2</sup>, Dobrynin D.G.<sup>3</sup>, Drozdova L.F.<sup>4</sup>  
<sup>1</sup> Chief researcher, <sup>2</sup> Head of the stand, <sup>3</sup> Engineer  
<sup>1,2,3</sup> Federal state unitary enterprise "Krylov State Research Centre", St. Petersburg  
<sup>4</sup> Professor, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinova,  
Russia, St. Petersburg*

### **Abstract**

*Experimental studies of the sound emission of the cover in a small sound isolation enclosure at the lower resonant frequencies of bending vibrations in the absence and presence of a thin reinforced vibrating coating have been carried out. It is shown that the cover with a coating containing a polymer film based on polyvinylacetate, leads to an increase in the effectiveness of the enclosure at frequencies where sound-absorbing materials with significantly greater thicknesses do not work.*

**Keywords:** sound isolation enclosures, effectiveness, low-frequency, vibration-absorbing coatings, sound absorption.



## Введение

Звукоизолирующие кожухи являются наиболее эффективным средством уменьшения шума, создаваемого оборудованием на средних и высоких частотах. В диапазоне низких звуковых частот (ориентировочно до 300 Гц) эффективность кожухов, как правило, либо отсутствует, либо оказывается невысокой. Однако именно низкочастотный шум оборудования, особенно при наличии тональных составляющих, часто оказывает наиболее неблагоприятное воздействие на человека. В этих случаях задача снижения уровней шума от работы оборудования с помощью эффективного на низких частотах кожуха приобретает особую актуальность.

Невысокая эффективность кожухов на низких частотах объясняется меньшей, чем на средних и высоких частотах, звукоизоляцией его стенок, увеличением уровней шума во внутреннем воздушном объеме кожуха и практическим отсутствием эффективного на низких частотах звукопоглощающего материала (при реальных толщинах), устанавливаемого на внутренние поверхности стенок. Вместе с тем, шум во внутреннем объеме воздействует на ограждения (стенки, крышка) кожуха, вибрации и звукоизлучение которых уменьшают их звукоизоляцию [1] и оказывают негативное влияние на эффективность кожуха. Известно, что наибольшее отрицательное влияние этого фактора имеет место на низших резонансных частотах изгибных колебаний неподкрепленных ограждений или их участков между соседними подкреплениями.

С учетом изложенного, уменьшение уровней вибрации и звукоизлучения ограждений кожуха на низших резонансных частотах изгибных колебаний является одной из перспективных задач повышения низкочастотной эффективности кожуха.

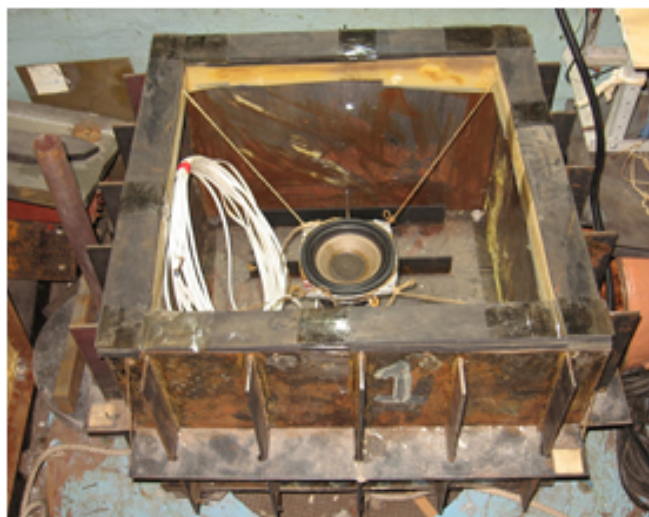
Наиболее широкое применение для вибродемпфирования конструкций, в том числе и ограждений кожухов, нашли армированные вибропоглощающие покрытия (АВПП). АВПП состоят из диссипативного слоя, как правило на основе резин или резиноподобных материалов, и металлического армирующего слоя. Толщины подобных покрытий в два и более раз превосходят толщину демпфируемой конструкции, а масса покрытий составляет 40–50% ее массы [2]. В последние годы стали применять АВПП с существенно лучшими массогабаритными свойствами. В качестве диссипативного слоя в таких АВПП используют полимерную пленку. Наибольшей эффективностью обладают покрытия с пленкой на основе поливинилацетата – материала, который является рекордсменом по вибропоглощению среди существующих материалов [3,4].

Эффективное вибродемпфирование конструкций может быть достигнуто при установке на них не только покрытий, но и специальных вибропоглощающих устройств. В отличие от пространственно распределенных покрытий вибропоглощающие устройства, основными рабочими элементами которых являются облицованные покрытием резонирующие пластины (полосы), могут быть отнесены к классу локальных пластинчатых (полосовых) вибропоглощителей. Некоторые типы подобных вибропоглощителей, которые могут быть использованы для уменьшения вибрации и шумоизлучения стенок кожуха, рассмотрены в монографии [5].

Целью настоящей работы являлось экспериментальное исследование способа повышения низкочастотной эффективности малогабаритного звукоизолирующего кожуха путем вибродемпфирования его крышки, вносящей основной вклад в суммарный уровень звукоизлучения ограждений.

## 1. Экспериментальное исследование эффективности звукоизолирующего кожуха

Экспериментальные исследования выполнялись с использованием малогабаритного звукоизолирующего кожуха, фотографии которого приведены на Рисунке 1.



а)



б)

Рис. 1. Фото кожуха: вид на внутренний объем с громкоговорителем (а), кожух и рамка с пластиной, облицованной АВПП (б)

Корпус кожуха представляет собой каркас из стальных уголков  $20 \times 20 \times 1,5$  мм. К каркасу закреплены стальные пластины толщиной 2 мм. Размеры боковых стенок  $0,3 \times 0,5$  м. Размеры крышки и дна  $0,5 \times 0,5$  м. Каждая боковая стенка кожуха снаружи

подкреплена пятью вертикальными ( $4 \times 40$  мм) и одним горизонтальным ( $4 \times 60$  мм) прямоугольными ребрами жесткости, а дно – тремя стальными уголками ранее указанного размера и перекрестным ребром жесткости с размером  $4 \times 60$  мм.

В качестве источника шума последовательно использовались громкоговорители с диаметром рупора  $\sim 180$  и  $360$  мм, оси которых, для лучшего возбуждения крышки на низшей резонансной частоте, находились на нормали к ее поверхности, проведенной из геометрического центра. Кратчайшее расстояние между громкоговорителем и крышкой, закрепленной либо на горизонтальных уголках каркаса кожуха, либо на жесткой рамке высотой  $\sim 0,08$  м, составляло  $\sim 0,1$  и  $\sim 0,2$  м соответственно. (Рамка устанавливалась на уголки каркаса кожуха через прокладки из пористой резины толщиной 10 мм).

В качестве диссипативного слоя армированного вибропоглощающего покрытия была применена пленка марки ВПС-2,5 с повышенной работоспособностью в диапазоне обычных температур воздуха в производственных помещениях (порядка  $10-30^\circ\text{C}$ ) [6].

Для уменьшения вклада боковых стенок и дна в суммарное звукоизлучение ограждающих конструкций кожуха в направлении над его крышкой, на которую устанавливалось средство вибродемпфирования, они облицовывались изнутри АВПП с диссипативным слоем из пористой резины толщиной 10 мм, армированной стальным листом толщиной 1 мм. Стальные листы АВПП на стенках и дне облицовывались звукопоглощающим материалом (ЗПМ) толщиной 30 мм с объемной плотностью  $\sim 40$  кг/м<sup>3</sup>. Было установлено практическое отсутствие влияния звукоизлучения стенок и дна на звуковое поле над крышкой кожуха в рабочем диапазоне низших резонансных частот ее изгибных колебаний.

Измерения уровней звукового давления выполнялись на нормали, проведенной из геометрического центра крышки на расстояниях 0,5, 1,0 и 1,5 м от ее поверхности.

Были испытаны последовательно два варианта крышки в виде однородной (неподкрепленной) стальной пластины толщиной 2 и 3 мм. Армированным вибропоглощающим покрытием на основе полимерной пленки типа ВПС - 2,5 облицовывалась одна из поверхностей крышки. Толщина пленки составляла 0,5 мм. Армирующим слоем покрытия на крышке толщиной 3 мм являлась алюминиевая пластина толщиной 1 мм, а на крышке толщиной 1,5 мм – лист кровельного железа толщиной 0,46 мм. Отношение массы АВПП к массе крышки составляло примерно 12 и 30% соответственно.

## 2. Анализ полученных результатов

На начальном этапе испытаний определялась эффективность ( $\Theta$ ), дБ, каждого варианта крышки без армированного вибропоглощающего покрытия как разность уровней звукового давления ( $УЗД$ ), дБ, при отсутствии  $L_{p1}$ , дБ, и установке  $L_{p2}$ , дБ, крышки.

Термин эффективность, на наш взгляд более точен, так как учитывает не только звукоизолирующую способность крышки, но и её вибродемпфирование. При отсутствии средств вибродемпфирования в крышке термины эффективность и звукоизоляция идентичны, а при облицовке термин эффективность более точен, учитывая не только виброизоляцию, но и вибродемпфирование.

На Рисунках 2 и 3 в качестве примера приведены узкополосные ( $\Delta f = 4$  Гц) и третьоктавные спектры уровней звукового давления при отсутствии (кривая 1) и наличии (кривая 2) на кожухе крышки толщиной  $2 \cdot 10^{-3}$  м.

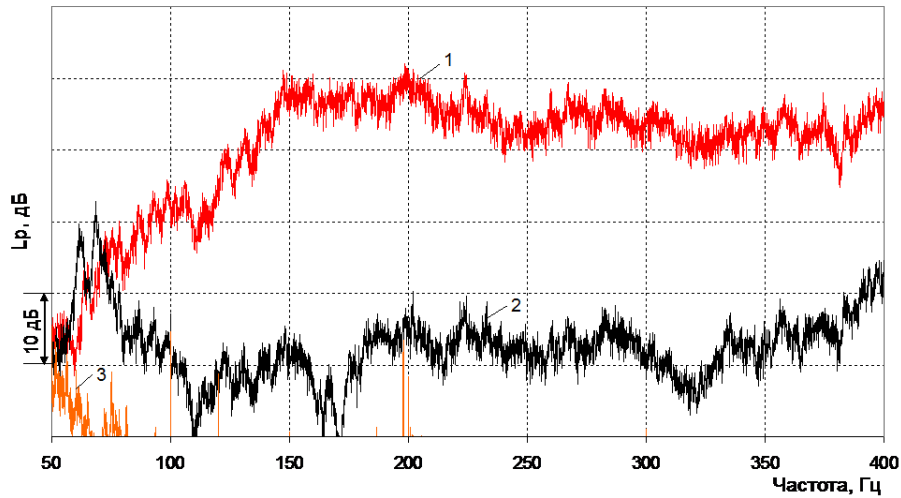


Рис. 2. Узкополосные спектры уровней звукового давления при отсутствии (1) и наличии крышки толщиной 2 мм без АВПП (2). Кривая 3 – фоновая помеха

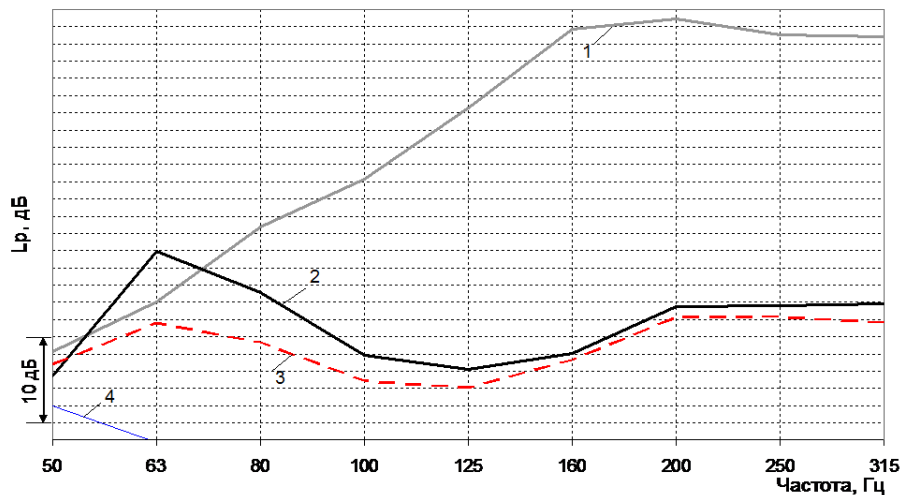


Рис. 3. Третьооктавные спектры уровней звукового давления при отсутствии (1) и наличии крышки толщиной 2 мм без АВПП (2) и с АВПП (3). Кривая 4 – фоновая помеха

Видим, что установка крышки привела к существенному увеличению уровней звукового давления над крышкой на частотах 61,4 и 68,5 Гц (рис. 2), а также в третьооктавной полосе со среднегеометрической частотой 63 Гц (рис. 3). Интенсивное звукоизлучение крышки на указанных частотах обусловлено повышенными уровнями ее вибрации на резонансных формах изгибных колебаний с полуволной в направлении каждой кромки. Согласно расчету, частота  $f_{11}$  при жестком креплении кромок крышки к жесткому каркасу кожуха равняется  $\sim 58$  Гц. Раздвоение частоты  $f_{11}$  связано с особенностями крепления кромок крышки к резонирующим уголкам каркаса.

Возникновение интенсивного звукоизлучения необлицованной АВПП крышки привело к ее отрицательной на указанных частотах звукоизоляции. На более высоких резонансных частотах, из-за существенно худшей вибровозбудимости крышки при

практически равномерном распределении на ней возбуждающих звуковых давлений и взаимной компенсации звукоизлучения от соседних противофазных полуволновых участков ее поверхности, уровни звукового давления над крышкой при ее установке не повышаются.

Оба приведенных фактора по сути являются причиной увеличения звукоизоляции крышки. Эффективность крышки растет с увеличением частоты от  $\sim 8$  дБ в третьоктавной полосе 80 Гц до  $\sim 38$  дБ в полосе 160 Гц (рис. 3). На более высоких частотах эффективность крышки в рабочем диапазоне частот практически остается неизменной.

Аналогичный частотный характер эффективности необлицованной АВПП крышки был обнаружен и при испытаниях ее второго варианта толщиной  $3 \cdot 10^{-3}$  м, закрепленного на каркасе через жесткую, в диапазоне исследуемых частот, рамку. Отрицательная эффективность крышки была зарегистрирована на низшей резонансной частоте ее изгибных колебаний  $f_{11} \approx 157$  Гц.

Облицовка обеих испытанных крышек армированным вибропоглощающим покрытием приводила к существенному увеличению их эффективности на низшей резонансной частоте изгибных колебаний. Уровни звукового давления над крышкой толщиной  $2 \cdot 10^{-3}$  м уменьшились на 11 дБ (61,4 Гц) и  $\sim 15$  дБ (68,5 Гц), а над крышкой толщиной  $3 \cdot 10^{-3}$  м – на 10 дБ (рис. 4).

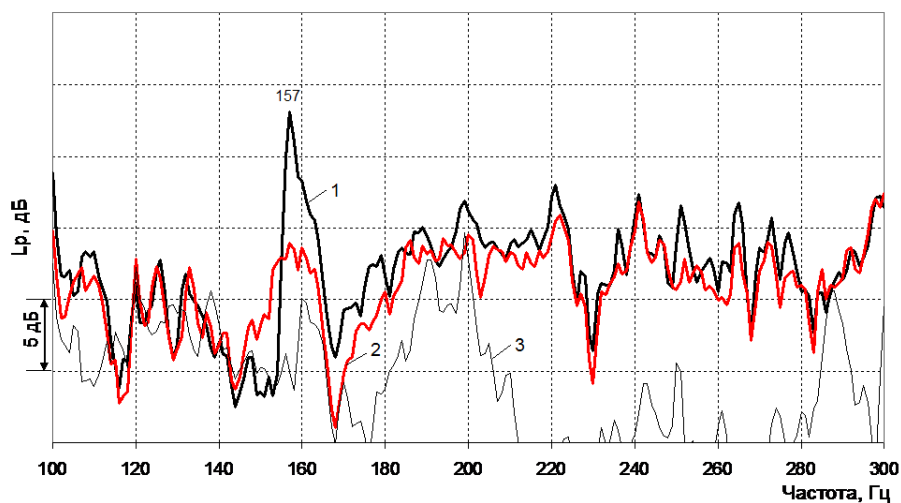


Рис. 4. Узкополосные спектры уровней звукового давления при наличии крышки толщиной 3 мм без АВПП (1) и с АВПП (2). Кривая 3 - фоновая помеха

Третьоктавные уровни звукового давления над крышками в полосах, содержащих низшую резонансную частоту их колебаний, при облицовке крышек снижались на 8 дБ (на рис. 3 разница между кривыми 2 и 3 в полосе 63 Гц) и на 5 дБ (в полосе 160 Гц) соответственно. На более высоких частотах, из-за малого влияния резонансных колебаний крышек на звуковое поле, уменьшение УЗД при их облицовке АВПП не превышало, как правило, величину 2–3 дБ. Полученные результаты не зависели от места нахождения АВПП – на его внутренней или внешней поверхности.

Несколько меньшее (8 дБ) снижение уровней звукового давления на низшей резонансной частоте  $f_{11}$  изгибных колебаний крышки толщиной 3 мм было получено при установке на нее настроенного на  $f_{11}$  резонирующего полосового вибропоглотителя (РПВ). Масса РПВ составляла  $\sim 3\%$  от массы крышки.

На завершающем этапе испытаний определялась эффективность облицовки внутренней поверхности крышки звукопоглощающим материалом (ЗПМ) плотностью 20–40 кг/м<sup>3</sup>. Толщина ЗПМ составляла  $3 \cdot 10^{-2}$  м. Эффективность ЗПМ в диапазоне низших резонансных частот изгибных колебаний испытанных вариантов крышки отсутствовала. Уменьшение УЗД при установке ЗПМ было зарегистрировано лишь на частотах  $f \geq 800$  Гц. Размещение ЗПМ на внешней поверхности крышки не приводило к заметному уменьшению УЗД и на более высоких частотах.

### Заключение

1. Интенсивное звукоизлучение ограждений малогабаритного кожуха на низшей резонансной частоте  $f_{11}$  их изгибных колебаний приводит к существенному ухудшению его эффективности.

2. Улучшение акустических свойств малогабаритного звукоизолирующего кожуха на частоте  $f_{11}$  может быть достигнуто облицовкой ограждений тонким армированным вибропоглощающим покрытием. Звукопоглощающие материалы с существенно большей толщиной на указанной частоте не работают.

3. Эффективность АВПП не зависит от места его нахождения на ограждении (внутренняя или внешняя поверхность).

Авторы благодарят М.В. Игушкину, выполнившую основной объем работы по оформлению и подготовке статьи к печати.

### Список литературы

1. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция / И.И. Боголепов - Л.: Изд-во Судостроение, 1986-386 с.
2. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций / А.С. Никифоров- Л.: Изд-во Судостроение, 1990.
3. Алексеев С.А. Вибродемпфирующие свойства полимерных пленок /С.А. Алексеев, А.И.Сятковский // Судостроение. -2015-Вып. 6-С. 45–46.
4. Кирпичников В. Ю. Экспериментальное исследование эффективности вибропоглощающего покрытия / А.И. Сятковский, Л.Ф. Дроздова, А.Е. Шашурин // БЖД – 2019-№ 2- С 33-39
5. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций / В.Ю. Кирпичников -СПб: Изд-во Крыловский государственный научный центр - 2019.
6. Кирпичников В.Ю. Экспериментальные исследования эффективности армированного вибропоглощающего покрытия на основе плёнок из поливинилацетата с различными рабочими диапазонами температур// Кирпичников В.Ю., Грушецкий И.В., Сятковский А.И., Дроздова Л.Ф Сборник докладов VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием "Защита от шума и вибрации"/ред. Н.И.Иванова – СПб., 2019 г.- С. 39-46.

### References

1. Bogolepov I.I. Promyshlennaya zvukoizolyaciya / I.I. Bogolepov - L.: Izd-vo Sudostroenie, 1986-386 s.

2. Nikiforov A.S. Akusticheskoe proektirovanie sudovyh konstrukcij / A.S. Nikiforov-L.: Izd-vo Sudostroenie, 1990.
3. Alekseev S.A.. Vibrodempfiruyushchie svoystva polimernyh plenok /S.A. Alekseev, A.I..Syatkovskij // Sudostroenie. -2015-Vyp. 6-S. 45–46.
4. V. Yu. Kirpichnikov Experimental Study of Effectiveness of Vibration Absorbing Coating // A. I. Sjatkovskij, L. F. Drozdova, A. E. Shashurin // Livelihoods safety- 2019 - № 2 – P 33-39
5. Kirpichnikov V.YU. Vred i pol'za rezonansnyh yavlenij v elementah sudovyh konstrukcij / -SPb: Izd-vo Krylovskij gosudarstvennyj nauchnyj centr, -2019.
6. V.Yu. Kirpichnikov //V.Yu. Kirpichnikov, I.V. Grusheckij, A.I. Sjatkovskij, L.F.Drozdova Experimental study of the effectiveness of the absorption reinforced coatings based on film of polyvinyl acetate// Proceedings of VII Conference “Noise and vibration protection” edition by N.I.Ivanov – SPb. – 2019 - P 39-40/

УДК: 641.512.06  
OECD: 02.11.JY

## Моделирование виброакустических процессов внутренних источников шума овощерезательных машин

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

<sup>1</sup> Доцент кафедры «Пищевые технологии и оборудование», к.т.н.

<sup>2</sup> Профессор, заведующий кафедрой «Оборудование пищевых производств», д.т.н.

<sup>3</sup> Доцент кафедры «Оборудование пищевых производств», к.т.н.

<sup>1</sup> Севастопольский государственный университет, г. Севастополь

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

### Аннотация

Проведено моделирование виброакустических процессов в конструкциях овощерезательных машинах общественного питания. Получены зависимости амплитуды виброскоростей масс двухмассовой динамической виброакустической системы (ВАС), которой моделируются монопольные излучатели, от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний, из которых видно, что виброскорости увеличиваются с возрастанием амплитуды возбуждающей силы и уменьшаются с возрастанием значений круговой частоты вынужденных колебаний. Определены зависимости изменения амплитуды виброскоростей масс от удельного сопротивления нарезанию продукта рабочим органом и масс системы. Установлена зависимость амплитуды виброскорости масс от первой массы, с увеличением которой значения виброскоростей увеличиваются. Выполнено моделирование коэффициента излучения шума исследуемого класса машин. В работе исследован коэффициент потерь колебательной энергии в конструкциях исследуемых машин. На передаточные функции масс наиболее существенное влияние оказывает частота вынужденных колебаний, в особенности на вторую, поэтому для улучшения виброакустических характеристик целесообразно снижать передаточную функцию, прежде всего первой массы, а также снижать амплитуды внешней нагрузки.

**Ключевые слова:** овощерезательная машина, виброакустический процесс, передаточная функция, коэффициент потерь колебательной энергии.

### *Modeling of vibroacoustic processes internal noise sources of a vegetable-cutting machines*

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

<sup>1</sup> *Assistant Professor of Department of Food Technology and Equipment, PhD*

<sup>2</sup> *Professor, Head of Department of Food Production Equipment, DSc*

<sup>3</sup> *Assistant Professor of Department of Food Production Equipment, PhD*

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

### Abstract

*Modeling of vibroacoustic processes in structures of vegetable-cutting catering machines was carried out. There are obtained dependence of vibration speeds' amplitude of masses of two-mass dynamic vibroacoustic*



system (VAS), which models monopole radiators, on amplitude of disturbing force and circular frequency of forced oscillations, from which it is visible that vibration speeds increase with increase of amplitude of exciting force and decrease with increase of values of circular frequency of forced oscillations. Dependence of amplitude's change of vibration mass speeds on specific resistance to product cutting by working tool and system masses are determined. Dependence of amplitude of mass vibration speed on the first mass is established, with increase of which values of vibration speeds increase. Simulation of noise emission coefficient of analyzed class of machines is performed. The work examined the vibration energy loss coefficient in the structures of the researching machines. The transfer functions of the masses are most significantly influenced by the frequency of forced oscillations, especially the second, so it is advisable to reduce the transfer function, especially the first mass, as well as to reduce the amplitudes of the external load to improve the vibration acoustic characteristics.

**Keywords:** vegetable-cutting machine, vibroacoustic process, transfer function, vibration energy loss coefficient.

## Введение

В механических системах технологического оборудования предприятий общественного питания возникают колебания звуковой частоты, причинами возникновения которых, являются неуравновешенность возмущающих сил, звеньев системы, моментов сопротивления, наличие зазоров в кинематических парах, упругость звеньев системы и др. Анализ предыдущих исследований в данном направлении показал, что наибольший уровень шума излучает именно измельчительное оборудование [1].

Мониторинг шумовых характеристик выявил их соответствие санитарным нормам по шуму при работе машин без продукта. При работе под нагрузкой характеристики значительно возрастают.

Исследование виброакустических процессов овощерезательных машин, используемых на предприятиях питания, с целью улучшения санитарно-гигиенических условий труда, позволит открыть новые возможности для решения задач повышения эффективности производства, увеличения конкурентоспособности серийно выпускаемого технологического оборудования.

Целью данных исследований является аналитическое описание виброакустических процессов в овощерезательных машинах общественного питания на основе синтеза акустических и динамических моделей, что в дальнейшем ляжет в основу разработки инженерной методики расчета виброакустических характеристик (ВАХ) данного класса машин на стадии проектирования.

Реализация поставленной цели осуществима путем решения следующих задач:

- выполнить моделирование коэффициента излучения шума внутренними источниками исследуемых машин;
- провести анализ коэффициента потерь колебательной энергии в конструкциях машин;
- определить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на передаточные функции масс динамических моделей данных механических систем при линейных колебаниях.

Для того чтобы описать аналитически виброакустические процессы технологического оборудования необходимо построить модели, описывающие вибрационные процессы, происходящие во внутренних источниках шума, излучение колебаний звуковой частоты в воздушное пространство стенками машины, а также распространение звуковых волн до приемника этого излучения. При линейных колебаниях моделью данной механической

системы является система масс, которые связаны упругими кинематическими и диссипативными элементами.

Предыдущими исследованиями установлено, что моделью исследуемых машин являются двухмассовые динамические системы, которые моделируются монопольными излучателями [2]. Кинематические схемы всех овощерезательных машин предприятий питания подобны [3].

## 1. Моделирование виброакустических процессов внутренних источников шума

С помощью динамических моделей линейных колебательных процессов можно определить виброскорость поверхности корпуса машины, однако этого недостаточно для определения величины мощности излучения от внутренних источников шума. Акустические модели позволяют это сделать. Рассчитать звуковое поле сложной колебательной системы зачастую вызывает затруднения [4]. Даже в том случае, когда такой расчет возможен, получение результата требует больших усилий. Поэтому в ряде научных работ, целью которых является решение этой проблемы, реальные излучатели могут быть смоделированы упрощенными конструкциями, в качестве которых могут быть приняты простейшие источники шума: монополи, диполи, квадруполь, а также их совокупности. Частоты вынужденных колебаний двухмассовой системы, к которым относятся и конструкции овощерезательных машин определяются, используя систему уравнений, которые описывают колебания этих масс [5]:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где  $m_1$  – масса ротора электродвигателя с ведущим шкивом, кг;  $c_1$  – жесткость клинового ремня передачи,  $H/m$ ;  $m_2$  – сумма масс вала рабочего органа с ведущим шкивом, рабочим органом и измельчаемым продуктом, кг;  $c_2$  – удельное сопротивление нарезанию продукта рабочим органом,  $H/m$ .

Вынужденные линейные колебания двухмассовых динамических систем, имеющих несколько степеней свободы, описываются системой дифференциальных уравнений второго порядка с правой частью. В матричной форме эта система имеет вид:

$$\| \| M_y \| \| \{ \ddot{q}_i \} + \| \| H_{ij} \| \| \{ \dot{q}_i \} + \| \| C_y \| \| \{ q_i \} = \{ P_{Bi} \}, \quad (2)$$

где  $\| \| M_y \|$ ,  $\| \| C_y \|$  – квадратные матрицы коэффициентов инерции и жесткости;  $\{ q_i \}$ ,  $\{ \ddot{q}_i \}$  – векторы-столбцы обобщенных координат и ускорений;  $H_{ij}$  – матрица коэффициентов сил демпфирования;  $\dot{q}_i$  – обобщенные скорости;  $\{ P_{Bi} \}$  – матрица обобщенных возмущающих сил.

В качестве обобщенной координаты выбирается перемещение  $X$  в направлении действия возмущающей силы. Рассмотрим установившийся режим колебаний  $\| \| H_{ij} \| = 0$ . При вынужденных колебаниях двухмассовой системы с двумя степенями свободы, возбуждаемой периодической силой  $P_b = P_0 \cos \omega_k t$ , приложенной к первой массе система уравнений (1) запишется в виде:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1) &= P_b \cos \omega_k t \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Принимая, что массы колеблются по гармоническим законам, решение уравнений

для амплитуды виброскоростей масс имеет вид [6]:

$$\dot{x}_1^{max} = P_0(c_2 - m_2 - \omega_k^2)\omega_k\theta_p, \quad (4)$$

$$\dot{x}_2^{max} = P_0c_2\omega_k\theta_p, \quad (5)$$

$$\theta_p = \frac{1}{(c_1 + c_2 - m_1\omega_k^2)(c_2 - m_2\omega_k^2) - c_2^2}, \quad (6)$$

где  $P_0$  – амплитуда возмущающей силы, Н;  $\omega_k$  – круговая частота вынужденных колебаний,  $c^{-1}$ . На рисунках 1 и 2 показаны зависимости амплитуды виброскорости первой и второй массы от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний.

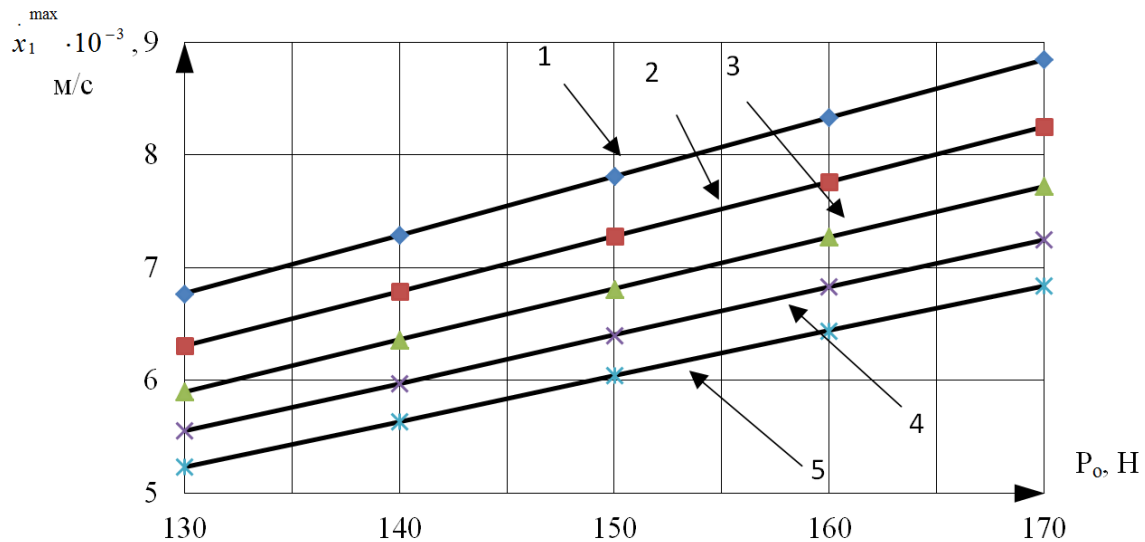


Рис. 1. Изменение амплитуды виброскорости первой массы в зависимости от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний: 1 –  $\omega_k = 130 c^{-1}$ ; 2 –  $\omega_k = 140 c^{-1}$ ; 3 –  $\omega_k = 150 c^{-1}$ ; 4 –  $\omega_k = 160 c^{-1}$ ; 5 –  $\omega_k = 170 c^{-1}$ .

Как видно из графиков  $\dot{x}_1^{max}$  и  $\dot{x}_2^{max}$  увеличиваются с возрастанием  $P_0$  и уменьшаются с возрастанием  $\omega_k$ . Значения  $\dot{x}_1^{max}$  и  $\dot{x}_2^{max}$  уменьшаются с увеличением  $m_2$ . Величина виброскорости второй массы уменьшается с увеличением  $c_2$ . Влияние удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа несущественно влияет на виброскорость первой массы  $\dot{x}_1^{max}$ . На рисунках 3 и 4 показаны зависимости изменения амплитуды виброскорости первой и второй массы от удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа и второй массы.

Режим вынужденных колебаний системы на первой резонансной частоте:

$$p_1^2 = \frac{c_2}{m_2} \quad (7)$$

соответствует антирезонансу для первой массы (7). На этом принципе строятся динамические гасители колебаний. На второй резонансной частоте:

$$p_2^2 = \frac{m_1 c_1 + m_2 c_2}{2m_1 m_2} \pm \sqrt{\frac{(m_1 c_2 + m_2 c_1)^2}{4m_1 m_2} - \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}} \quad (8)$$

виден второй максимум передаточных функций системы (8).

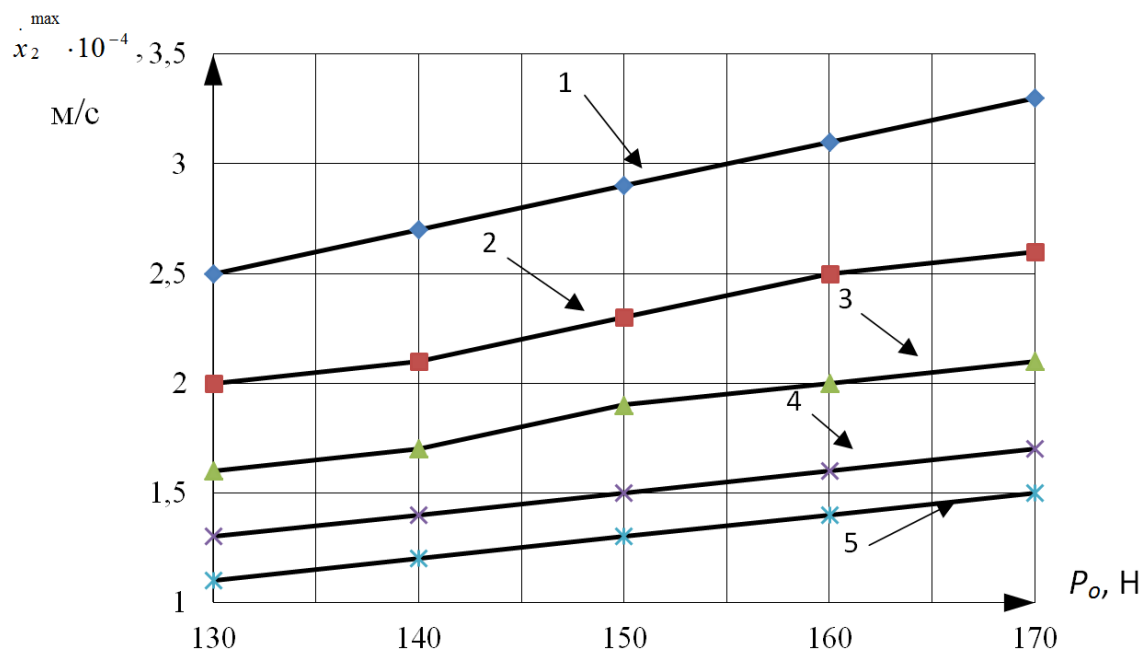


Рис. 2. Изменение амплитуды виброскорости второй массы в зависимости от амплитуды возмущающей силы и круговой частоты вынужденных колебаний: 1 –  $\omega_k = 130 \text{ c}^{-1}$ ; 2 –  $\omega_k = 140 \text{ c}^{-1}$ ; 3 –  $\omega_k = 150 \text{ c}^{-1}$ ; 4 –  $\omega_k = 160 \text{ c}^{-1}$ ; 5 –  $\omega_k = 170 \text{ c}^{-1}$ .

В качестве упругого элемента конечного звена двухмассовых механических систем (или приведенных к ним) технологических машин принимается пищевой продукт, с которым взаимодействует рабочий орган.

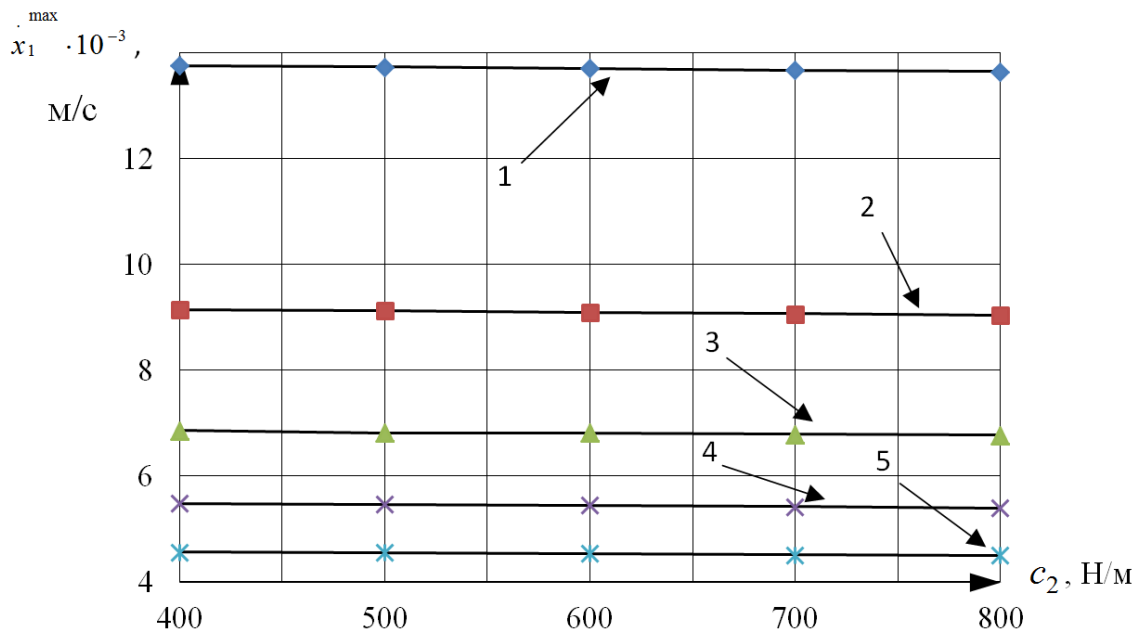


Рис. 3. Изменение амплитуды виброскорости первой массы в зависимости от удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа и второй массы: 1 –  $m_2 = 2$  кг; 2 –  $m_2 = 3$  кг; 3 –  $m_2 = 4$  кг; 4 –  $m_2 = 5$  кг; 5 –  $m_2 = 6$  кг.

В реальных условиях эксплуатации жесткость продукта будет изменяться в определенном диапазоне в зависимости от физико-механических свойств продукта, его структуры, конструкции рабочего органа, износа режущей кромки и ряда других менее значимых факторов.

Для поддержания в системе антирезонансной частоты необходимо иметь систему управления амплитудой возмущающей силы, пропорциональной изменению жесткости упругого элемента, усилию или крутящему моменту на рабочем органе.

На рисунке 5 приведена зависимость амплитуды виброскорости первой и второй массы от первой массы. С увеличением  $m_1$  значения  $x_1$ ,  $x_2$  увеличиваются.

В динамических и виброакустических расчетах технологических машин в первом приближении в качестве жесткости продукта можно использовать удельное сопротивление продукта, взаимодействие с рабочим органом или закономерность этого взаимодействия.

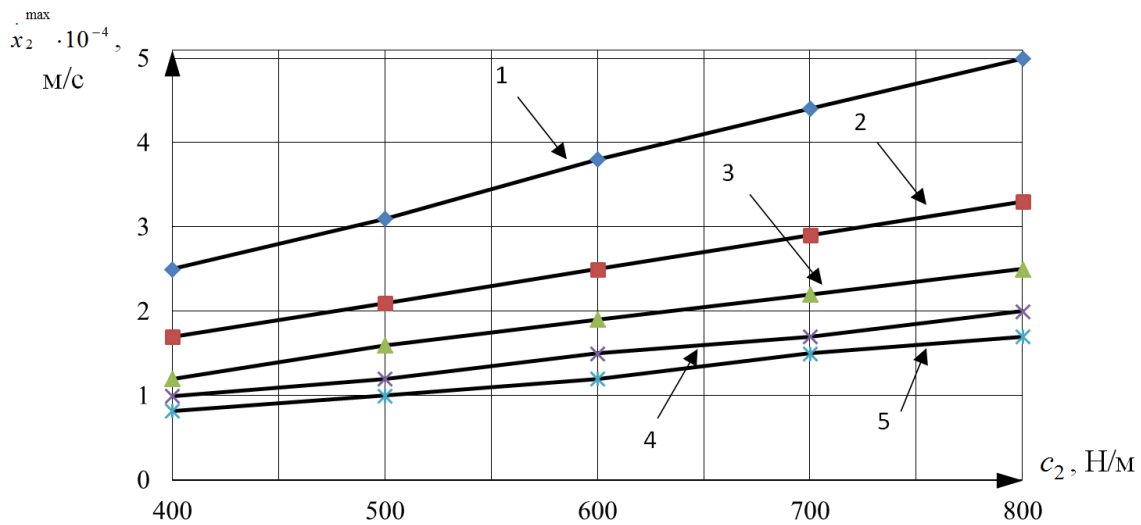


Рис. 4. Изменение амплитуды виброскорости второй массы в зависимости от удельного сопротивления нарезанию продукта ножом рабочего органа и второй массы:  
 1 –  $m_2 = 2$  кг; 2 –  $m_2 = 3$  кг; 3 –  $m_2 = 4$  кг; 4 –  $m_2 = 5$  кг; 5 –  $m_2 = 6$  кг.

На передаточные функции масс наиболее существенное влияние оказывает частота вынужденных колебаний, в особенности на  $E_2$ . Поэтому для улучшения ВАХ технологических машин целесообразно снижать передаточную функцию, прежде всего первой массы [1].

Мощность излучения внутренних источников шума в октавных полосах частот:

$$N_M = 2\pi\rho c_0 R^2 P_0^2 m_2^2 \omega_k^2 \theta_P^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \sigma_u \eta, \quad (9)$$

где  $c_0 = 344$  м/с – скорость звука в воздухе;  $m_2$  – масса рабочего органа, продукта и ведомого шкива с валом рабочего органа, кг;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $K_B$  – волновое число;  $\eta$  – коэффициент потерь колебательной энергии.

Звуковая мощность излучателей механического шума технологического оборудования зависит от размеров источника шума и квадрата амплитуды виброскорости его поверхности. Принимая во внимание параметры динамической системы (4) и (5), снижение звуковой мощности внутренних источников шума  $N_M$  достигается уменьшением нагрузки на рабочий орган машины, поверхности излучения, повышением частоты вынужденных колебаний и демпфирующих свойств системы.

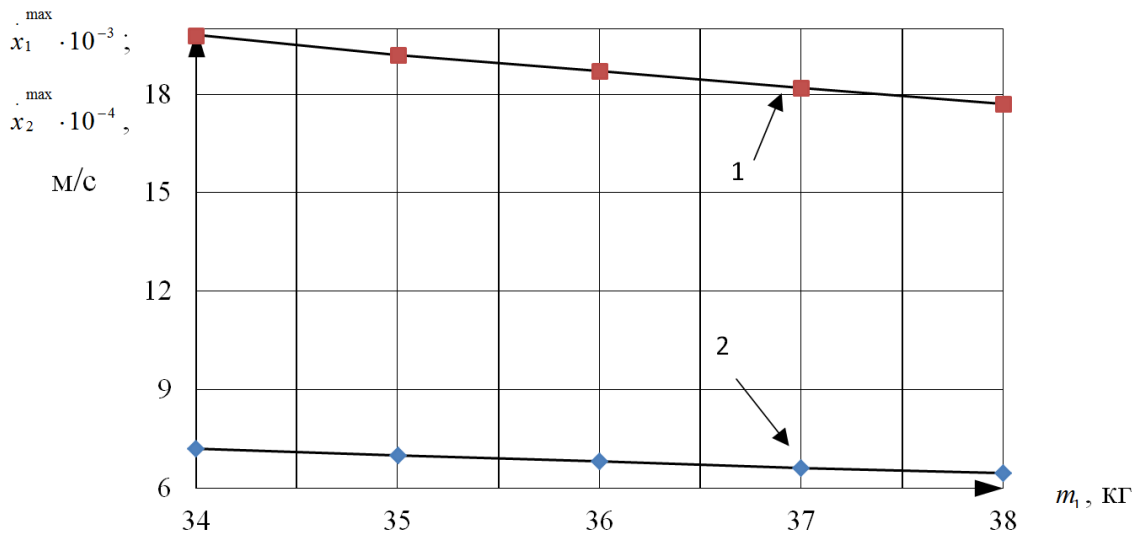


Рис. 5. Изменение амплитуды виброскорости первой и второй массы в зависимости от первой массы:  
 1 –  $\dot{x}_1^{\max} \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$ ; 2 –  $\dot{x}_2^{\max} \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$ .

Корпусные детали овощерезательных машин различаются конструктивно, формой, габаритами и материалом, т.е. являются сложными колебательными системами. Колебательная энергия внутренних источников шума передается на корпус технологического оборудования, который является источником акустических колебаний, улавливаемых микрофоном шумомера, формирующим ВАХ. Корпуса технологических машин рассматриваются как излучатели-пластины, совершающие изгибные колебания под действием внутренних источников шума [1, 2]. Мощность излучения колебательной энергии плоским корпусом овощерезательной машины, на низких и средних частотах, если  $f < f_{kp}$  [7]:

$$N_n = \frac{\rho c_0 K_B l_1 l_2 P_0^2 m_2^2 \omega_k^2 \theta^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta}{2\chi_0} [1 - I_0(K_B l_1)] \quad (10)$$

где  $\chi_0$  – волновое число изгибных колебаний корпуса машины;  $l_1$  и  $l_2$  – размеры стенки корпуса, м;  $I_0$  – функция Бесселя нулевого порядка первого рода.

Если края пластины отстоят друг от друга меньше, чем на половину длины звуковой волны, то звуковая мощность, излучаемая пластиной, удваивается. Волновое число изгибных колебаний плоского корпуса машины на критической частоте  $\chi_0 = \sqrt{\omega_k}/L$ :

$$\alpha^4 = \frac{E_n h_n^3}{12\rho_n(1 - \mu_n^2)}, \quad (11)$$

Мощность излучения плоским корпусом машины на высоких частотах:

$$N_n^b = 0,25\rho c_0 P_0 m_2^2 \omega_k^2 \theta_p^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 l_1 l_2 \eta, \quad (12)$$

- мощность излучения при  $f \geq f_{kp}$
- на низких частотах при  $\chi_0 > K_B$

$$N_n = \frac{\rho E_{21}^2 l_1 l_2 \eta}{4\pi m_y^2 \omega_k m_2^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \theta_p}, \quad (13)$$

где  $m_y$  – удельная масса пластины;  $\alpha$  – постоянная для пластин;  $E_1$  – передаточная функция первой массы ВАС;

– на высоких частотах  $\chi_0 \ll K_B$

$$N_n = \frac{E_{21}^2 l_1 l_2 \eta}{8m_y m_2^2 \alpha \theta_P (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \sqrt{\omega_k}}, \quad (14)$$

– на критической частоте  $K_B = \chi_0$

$$N_n = \frac{E_{21}^2 \chi_0^2 l_1 l_2 \eta_{\Pi}}{8m_2^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \theta_P^2 m_y \alpha \sqrt{\omega_k}} \frac{\beta_{\Pi}}{1 + \beta_{\Pi}^2}, \quad (15)$$

$$\beta_n = \frac{\rho c_0 \chi_0^4}{\omega_k m_y \sqrt{1 - \chi^2 / K_B^2}}, \quad (16)$$

Мощность излучения цилиндрическим корпусом машины:

при  $K_B R_{\text{ц}} < 1$

$$N_{\text{ц}} = 0,25\pi^2 \rho c_0 l_{\text{ц}} K_B^3 R_{\text{ц}}^4 P_0^2 m_2^2 \theta_P^2 \omega_k^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta, \quad (17)$$

при  $K_B R_{\text{ц}} \gg 1$

$$N_{\text{ц}} = 0,5\pi^2 \rho c_0 R_{\text{ц}} l_{\text{ц}} P_0^2 m_2^2 \theta_P^2 \omega_k^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta. \quad (18)$$

Полученные выражения мощности излучения пластиной и цилиндром используются для расчета структурного шума – одной из составляющей виброакустических характеристик технологической машины. Для расчета составляющих ВАХ от других источников шума применяем известную зависимость [8].

$$N_u = \rho c_0 \sigma_u S_u V^2 \eta, \quad (19)$$

где  $S_u$  – площадь излучающей поверхности, м<sup>2</sup>;  $V$  – усредненная по времени и поверхности нормальной составляющей вектора колебательной скорости, м/с.

Нормальная составляющая вектора колебательной скорости на поверхности излучателя предполагается равной нормальной составляющей колебательной скорости в воздухе перед поверхностью сферического излучателя, при этом амплитуды колебаний в любой точке поверхности одинаковы. В акустических расчетах амплитуды виброскоростей масс определяют по зависимостям (4) и (5). Площадь излучающей поверхности оборудования, располагаемого в производственном помещении на полу  $S_u = 2\pi R^2$ . Уровень звуковой мощности источника излучения  $L_{p_{ij}}$  равен:

$$L_{p_{ij}} = 10(\lg N_j + 12), \text{дБ} \quad (20)$$

## 2. Моделирование коэффициента излучения шума овощерезательных машин

Излучение шума машиной определяется главным образом количеством звуковой энергии в единицу времени. Во многих случаях принято коэффициент излучения произвольно выбранной поверхности с произвольным распределением значений вектора колебательной скорости выражать формулой [1]:

$$\sigma_u = \frac{P}{\tilde{V}^2 \cdot \rho \cdot c \cdot S}, \quad (21)$$

где  $P$  – звуковая мощность, излучаемая колеблющейся конструкцией;  $c$  – фазовая скорость распространения звука;  $\rho$  – плотность воздуха;  $S$  – площадь поверхности излучателя;  $\tilde{V}^2$  – среднее значение квадрата скорости, измеренное перпендикулярно к поверхности излучения.

Коэффициент излучения шума, который зависит от размеров, формы, а также частоты звуковых колебаний, характеризуется следующими особенностями:



– если колебания синхронны в тех областях, размеры которых больше длины волны колебаний в воздухе (протяжный источник), то  $\sigma_u \approx 1$ . В технологическом оборудовании можно принимать  $\sigma_u = 1$  для диапазона октавных частот от 63 до 8000 Гц с учетом габаритов изделия;

– если “длина волны излучателя” приблизительно равна длине звуковой волны, тогда  $\sigma_u$  может быть больше 1;

– если колебания источника шума синхронны только в ограниченных областях, то  $\sigma_u < 1$ .

В качестве практического вывода для снижения шума излучателя рекомендуют делать по возможности небольшими, а области противофаз располагать как можно ближе одна к другой (диполь вместо монополя, квадруполь вместо диполя, перфорированная пластина вместо монолитной и др.). Иногда звукоизлучение можно снизить за счет размещения дополнительного источника звука (антиисточника) с противоположной фазой и непосредственной близости от имеющегося источника. В отличие от этого для излучения высокой энергии применять источники, размеры которых должны быть больше длины звуковой волны. Для точечного излучателя, т.е. малого тела, объем которого изменяется во времени, излучение в бесконечную среду равно:

$$p(x,y,z,t) = \frac{\rho \cdot S}{4 \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{\partial}{\partial t} \cdot v_S \cdot (t - r/c) = \frac{\rho}{4 \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{\partial}{\partial t} \cdot q \cdot (t - r/c), \quad (22)$$

где  $S$  – поверхность тела;  $r$  – расстояние между источником и точкой измерения;  $q$  – объемный поток.

Мощность излучения шара радиусом  $R$ , пульсирующего со скоростью  $v_S = v_{S_0} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$  равна:

$$N = \frac{\rho \cdot c}{2} \cdot 4 \cdot \pi \cdot R^2 \frac{K_B^2 R^2}{1 + K_B^2 R^2} \tilde{v}_{S_0}. \quad (23)$$

Коэффициент излучения внутренних источников можно определить:

$$\sigma_u = \frac{K_B^2 R^2}{1 + K_B^2 R^2}. \quad (24)$$

### 3. Исследование коэффициента потерь колебательной энергии в конструкциях овощерезательных машин

Звуковую вибрацию измеряют с целью определения механических характеристик твердых тел (механическая спектроскопия). Представляющие интерес характеристики – это в основном параметры упругости (модуль продольной упругости или модуль сдвига), а также показатель внутренних потерь энергии колебаний (коэффициента потерь). Кроме измерения импеданса (по величине и фазе) механические характеристики определяют путем измерения резонансных частот и времени их затухания или полуширины резонансной кривой. Исходя из замеренной резонансной частоты, получают искомый модуль, а, зная время затухания (реверберации) или полуширину резонансной кривой, находят коэффициент потерь.

Выбор способа измерения зависит от определяемой характеристики. На практике широко применяют малые образцы, которые вместе с массой образуют резонансную систему. Кроме того, следует обращать внимание на то, чтобы не было утечки энергии в месте крепления образца или из-за потерь в результате излучения, особенно при слабо демпфированных образцах. В противном случае замеры необходимо проводить в вакууме. Согласно линейной теории звуковых процессов, при демпфировании звуковых вибраций коэффициент потерь можно определить следующим образом [8]:

$$\eta = \frac{W_n}{2 \cdot \pi \cdot W_r}, \quad (25)$$

где  $W_n$  – вибрационная энергия, теряющаяся в системе за круговой цикл колебаний;  $W_r$  – вибрационная энергия, вновь поступившая в систему.

Склонность возбудителя ВАС к передаче вибрации можно оценить передаточной функцией  $E$ , определяемой отношением амплитуд виброскоростей на выходе  $V_2$  и входе системы  $V_1$  [3, 9, 10, 11]. Для модели, возбуждаемой частотой  $\omega_k$ :

$$V_1 = \chi_0 \omega_k, \quad (26)$$

Амплитуду  $V_2$  находим следующим образом:

$$\dot{x}_2 = \frac{P_0 \sqrt{\omega_k^2 + 4\varepsilon^2}}{m(\omega_k^2 + 4\varepsilon^2)} \sin \left( \omega_k t + \arctan \frac{2\varepsilon}{\omega_k} \right), \quad (27)$$

$$V_2 = \frac{P_0}{m \sqrt{\omega_k^2 + 4\varepsilon^2}}, \quad (28)$$

Передаточная функция одномассовой ВАС с демпфированием:

$$E_1 = \frac{P_0}{\chi_0 \omega_k m p \sqrt{\left(\frac{\omega_k}{p}\right)^2 + \gamma^2}}, \quad (29)$$

Анализ зависимостей параметров колебательной одномассовой системы  $E$  и  $\beta$  от её относительной частотной характеристики показывает, что в дорезонансном режиме  $\left(\frac{\omega_k}{p}\right) < 1$  коэффициент динамичности (усиления)  $\beta$ , определяемый по формуле:

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_k}{p}\right)^2\right]^2 + \gamma \left(\frac{\omega_k}{p}\right)^2}}, \quad (30)$$

возрастает с повышением частоты вынужденных колебаний и снижением демпфирующих свойств системы. В резонансном режиме  $\left(\frac{\omega_k}{p}\right) = 1$  увеличение  $\beta$  наиболее значительно от  $\infty$  до 2. В этих режимах на возрастание амплитуды колебаний существенное влияние оказывают демпфирующие свойства системы. В зарезонансном режиме  $\left(\frac{\omega_k}{p}\right) < 1$  коэффициент динамичности снижается до величины меньшей единицы. Передаточная функция ВАС уменьшается с возрастанием частоты вынужденных колебаний во всех режимах работы оборудования. Демпфирующие свойства системы оказывают влияние на величину  $E$  практически лишь в дорезонансной области. Поэтому при установившемся режиме работы оборудования  $\frac{\omega_k}{p} > 4$  влиянием демпфирующих свойств на передаточную функцию можно пренебречь, тогда расчет передаточной функции упростится:

$$E_1 = \frac{P_0}{\chi_0 m \omega_k^2}. \quad (31)$$

Снижение передаточной функции ВАС достигается увеличением массы и частоты вынужденных колебаний, а также снижением амплитуды внешней нагрузки. В связи с тем, что расчет коэффициента потерь колебательной энергии в конструкциях

технологических машин аналитическим путем сложен из-за влияния различных факторов, целесообразно определять  $\eta_{\Pi}$  экспериментальным путем по величине виброскорости на входе и выходе системы по результатам гармонического анализа осциллограмм процесса нагружения машины в процессе работы.

### Заключение

Проведенные исследования виброакустических процессов внутренних источников шума овощерезательных машин предприятий питания позволили математически описать виброакустические процессы, происходящие в конструкциях этих машин, используя синтез акустических и динамических моделей. Перспектива дальнейших исследований лежит в разработке методики расчета виброакустических характеристик овощерезательных машин предприятий общественного питания.

### Список литературы

1. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография. Харьков: НТМТ, 2015 – 542 с.
2. Заплетников И.Н. Моделирование виброакустических процессов технологического оборудования пищевых производств. Донецк: ДонГУЭТ, 2001. – 141 с.
3. Єрьомєнко Д.О. Віброакустика овочерізальних машин підприємств харчування: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.12. –Донецький держ. університет екон. і торг. ім. М. Туган-Барановського, Донецьк, 2005 – 215 с.
4. Скучик Е. Основы акустики / Пер. с англ., в 2-х томах. М.: Мир, 1976, т. 2. – 544 с.
5. Боголепов И.И. Строительная акустика /И. И. Боголепов; СПбГПУ; под науч. ред. В. Н. Козлова. СПб. : Изд-во Политехн. ун-та. 2006. – 323 с. : ил.
6. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. – 475 с.
7. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. /Под ред. Болотина В.В.М.: Машиностроение. 1978, т.1. – 352 с.
8. Юдина Е.Я. Борьба с шумом на производстве: справочник. М.: Машиностроение, 1985. – 393 с.
9. Заплетников И.Н., Пильненко А.К., Гордиенко А.В. Исследование шумовых характеристик универсальной кухонной машины // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2015. № 2. – С. 35–43.
10. Заплетников И.Н., Пильненко А.К., Севаторова И.С. Снижение шума и вибрации овощерезательных машин // Сборник V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от шума и вибрации» (Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 г.). СПб.: БГТУ «ВОЕНМЕХ», 2015. – С. 193–201.
11. Заплетников И.Н., Ерёменко Д.О., Жидков Ю.В. Методика и результаты расчета шумовых характеристик картофелечисток // Научный журнал. Прогресивні технології і системи машинобудування. Донецк: ДонНТУ. 2007. № 2 (34). – С. 91-97.

### References

1. Zapletnikov I.N. Vibroakustika oborudovaniya pishchevykh proizvodstv [Vibroacoustics equipment for food production: a monograph]. Kharkiv, NTMT Publ. – 2015. – 542 p.

2. Zapletnikov I.N. Modelirovanie vibroakusticheskikh processov tekhnologicheskogo oborudovaniya pishchevykh proizvodstv [Modeling of vibroacoustic processes of technological equipment of food production]. Donetsk, DonDUET Publ. – 2001. – 141 p.
3. Єr'omenko D.O. Vibroakustika ovocherizal'nih mashin pidpriemstv harchuvannya [Vibroacoustics of vegetable cutting machines of food enterprises]: dis. ... cand. tech. sc.: 05.18.12. – Donetsk st. university ekon. and trade. named after M. Tugan-Baranovskogo, Donetsk. – 2005. – 225 p.
4. Skuchik E. Osnovy akustiki [Basics of acoustics] / Per. s angl., v 2-h tomah. Moscow, Mir Publ. – 1976, t. 2. – 544 p.
5. Bogolepov I.I. Stroitel'naya akustika [Construction acoustics] / I.I. Bogolepov; SPbGPU; pod nauch. red. V.N. Kozlova. St. Petersburg, Polytechnic University Publ. – 2006. – 323 p. :il.
6. Timoshenko S.P., YAng D.H., Uiver U. Kolebaniya v inzhenernom dele [Fluctuations in engineering]. Moscow, MashinostroeniePubl. – 1985. – 475 p.
7. Vibracii v tekhnike: spravochnik [Vibration in engineering: Reference book]. V 6 t. / Pod red. Bolotina V.V. Moscow, Mashinostroenie Publ. 1978. – T.1. – 352 p.
8. YudinE.Ya. Bor'ba s shumom na proizvodstve: spravochnik [Control of noise in manufacturing: reference book]. Moscow, Mashinostroenie Publ. – 1985 – 393 p.
9. Zapletnikov I.N., Pil'nenko A.K., Gordienko A.V. Issledovanie shumovykh kharakteristik universal'noi kukhonnoi mashiny [Study the noise characteristics of universal kitchen machine]. Scientific journal NRU ITMO. Series: Processes and equipment for food production. – 2015, no. 2. – pp. 35-43.
10. Zapletnikov I.N., Pil'nenko A.K., Sevatorova I.S. Snizhenie shuma i vibratsii ovoshcherezatel'nykh mashin [Decrease in noise and vibration vegetable cutting machines]. Proceedings V All-Russian scientific-practical conference with international participation «Protection against noise and vibration» (St. Petersburg, 18–20 March 2015). St. Petersburg, BGTU «VOENMEH». – Publ., 2015. – pp. 193-201.
11. Zapletnikov I.N., Eremenko D.O., Zhidkov Y.V. Metodika i rezul'taty rascheta shumovykh harakteristik kartofelechistok [Methods and results of noise characteristics calculation of potato peelers]. Scientific journal. Progressive technologies and systems of mechanical engineering. Donetsk, DonNTY Publ. – 2007. № 2 (34). – pp. 91-97.

УДК: 534.771; 331.45; 613

OECD: 01.03.AA; 10.63.49; 76.01.93

## Может ли длительное ношение наушников увеличить риск развития гиперacusии?

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

<sup>1</sup> д.м.н., профессор, БГТУ "ВОЕНМЕХ" имени Д.Ф. Устинова

<sup>2</sup> к.т.н., профессор, БГТУ "ВОЕНМЕХ" имени Д.Ф. Устинова

<sup>3</sup> к.м.н., ст. научн. сотр., Санкт-Петербургский научно-исследовательский институт уха, горла, носа и речи Минздрава РФ

<sup>4</sup> к.м.н., ст. научн. сотр., Санкт-Петербургский научно-исследовательский институт уха, горла, носа и речи Минздрава РФ

### Аннотация

Эффект воздействия длительного ношения наушников на функции слухового анализатора сравнительно хорошо изучен, но влияние наушников на развитие идиопатической гиперacusии не отражено в публикациях. Проведено обследование двух групп добровольцев. В состав 1-й группы были включены 20 студентов, прослушивающих аудиоплеер с наушниками-вкладышами 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. Не выявлено влияние длительного применения наушников-вкладышей на частоту идиопатической гиперacusии, однако необходимо продолжить исследование этого вопроса в динамике.

**Ключевые слова:** наушники, аудиоплеер, риск, гиперacusия.

## *Can long wearing of headphones increase the risk of the development of hyperacusia?*

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

<sup>1</sup> *Doctor of Medical Sciences, Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov*

<sup>2</sup> *Candidate of Engineering Sciences, Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov*

<sup>3</sup> *Candidate of Medical Sciences, Senior Research Officer, Saint-Petersburg Research Institute of Ear, Throat, Nose and Speech*

<sup>4</sup> *Candidate of Medical Sciences, Senior Research Officer, Saint-Petersburg Research Institute of Ear, Throat, Nose and Speech*

### **Abstract**

*The effects of prolonged wearing of headphones on the functions of the auditory analyzer are relatively well understood, but the impact of headphones on the development of idiopathic hyperacusis is not reflected in the publications. The 1st group included 20 students listening to an audio player with in-ear headphones for more than 3 hours a day for the past 3 years (in 7 cases - at least 6 hours a day). The 2nd group included students who did not use an audio player or who listened to it for less than 1 hour per day. The effect of prolonged use of in-ear headphones on the frequency of idiopathic hyperacusis was not detected, however, it is necessary to continue the study of this issue in dynamics.*

**Keywords:** *headphones, audio player, risk, hyperacusis.*

## Введение

Создатели первого портативного кассетного магнитофона Sony в 1979 году не могли предположить, что их изобретение приведет к настоящей эпидемии тугоухости. Постоянное прослушивание громкой музыки через наушники на улице, в спортзале, в транспорте и везде, где только можно, неизбежно ведет к снижению слуха. Особенно много таких научных сообщений в США, где, например, при опросе 280 студентов и аспирантов оказалось, что 84% из них - постоянные пользователи наушников (N = 236). Результаты показали, что 44% респондентов, которые используют наушники ежедневно, не считают, что использование наушников может каким-либо образом повлиять на их слух. Тридцать процентов респондентов подтвердили, что они используют наушники, потому что их используют другие подростки, в то время как 25% подтвердили, что после использования наушников они слышат звон в ушах. Около 33% сообщили, что испытывают потерю сна ночью [1]. В последние годы подчеркивается, что использование наушников-вкладышей вызывает наибольшие потери слуха. Обсуждается также влияние наушников на слуховую функцию некоторых категорий работников. Углубленные исследования у работников колл-центров, диспетчеров, звукооператоров, работающих в наушниках, также показали развитие тугоухости у части обследованных [2, 3, 4]. Важно отметить, что наряду со снижением слуха пользователи наушников предъявляют жалобы на немотивированный шум в ушах, трудности с пониманием речи, головокружение, дискомфорт в отношении громких звуков и чувствительность к шуму [5,6,7]. Такие явления более характерны для поражений улитки и для центральных механизмов нарушения слухового анализатора, а на практике они нередко сочетаются с гиперacusией. Если вопрос воздействия длительного ношения наушников на функции как периферического, так и центрального отделов слухового анализатора сравнительно хорошо изучен, то такое влияние на развитие гиперacusии не привлекало внимание исследователей.

Гиперacusия представляет собой состояние, при котором больные оценивают слабые и средней интенсивности звуки как сверхгромкие, даже с болевым оттенком [8,9,10]. Нередко это мешает выполнять текущую работу. Нарушения центральных процессов обработки звуковой информации приводит к тому, что звук может иметь малую силу, но огромное сигнальное значение. В одних случаях гиперacusия является вторичным синдромом при целом ряде сравнительно редких заболеваний [11,12] и в нашей работе не рассматриваются. В других случаях идиопатическую (вызванную неустановленной причиной) гиперacusию рассматривают как самостоятельное заболевание, соответствующее понятию «идиопатическая непереносимость окружающей среды» (IEI) применительно к шумовым воздействиям. В дальнейшем мы будем пользоваться термином «идиопатическая гиперacusия (ИГА)», как одной из форм IEI. К наиболее вероятным причинам развития ИГА могут быть отнесены центральные расстройства слуха и нарушения вегетативной регуляции.

### 1. Оценка влияния внутриканальных наушников на частоту симптомов гиперacusии у лиц молодого возраста

Целью данной работы является исследование частоты идиопатической гиперacusии у молодых людей, длительно использующих внутриканальные наушники.

Исследования были проведены у 38 добровольцев (16 мужчин, 22 женщины) 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 с внутриканальными

наушниками 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 (рис 1). Кроме того, у лиц 2-й группы выясняли, пользовались ли они аудиоплеерами ранее и сколько часов в день. В исследуемые группы не включались лица, использующие аудиоплеер от 1 до 3-х часов ежедневно.

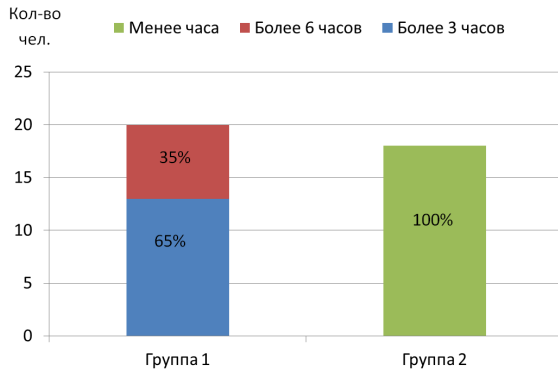


Рис. 1. Использование наушников у добровольцев

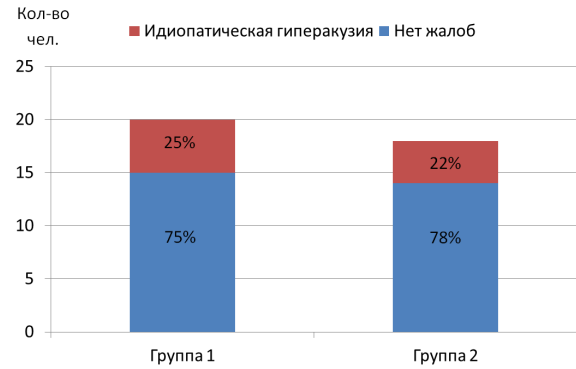


Рис. 2. Распределение жалоб на гиперacusию у добровольцев ( $P > 0,05$ )

Всем обследуемым проводился углубленный осмотр ЛОР-специалиста, включающий отоскопию, импедансометрию и регистрацию задержанной вызванной отоакустической эмиссии (ЗВОАЭ). Для выявления ИГА был использован опросник Ванштейна [13], эффективность которого была подтверждена и в современных исследованиях [14, 15].

Результаты исследования показали, что у студентов, прослушивающих аудиоплеер более 3-х часов в день, и у не использующих таковой признаки ИГА обнаруживаются в 25% и 22%, соответственно ( $P > 0,05$ ). То есть, на первый взгляд, использование внутриканальных наушников не связано с непереносимостью различных шумов (рис. 2).

Однако углубленный опрос в исследуемых группах показал существование более сложной закономерности (рис. 3). В 11 из 38 случаев обследованные указали, что стали пользоваться наушниками в связи с раздражающим действием шума в период работы или отдыха ( $P < 0,05$ ). Однако в дальнейшем шестеро отказались от наушников (2-я группа), так как их «раздражает любой звуковой фон». Такое явление по результатам тестирования не всегда можно отнести к ИГА и скорее оно соответствует более широкому понятию «фонофобия». Однако в перспективе нельзя исключить развитие у них полноценной гиперacusии. Еще 2 человека из 2-й группы ранее отказались от длительного прослушивания аудиоплеера (до этого использовали его 3-6 часов в день) из-за жалоб на непереносимость громких звуков, что по совокупности соответствовало понятию «ИГА». В 4 из 20 случаев в 1-й группе исследуемые объясняли ношение аудиоплеера необходимостью защиты от других видов шума (транспортный шум, телевизор и др.). При этом все они отмечали, что «защитное» действие аудиоплееров постепенно слабеет.

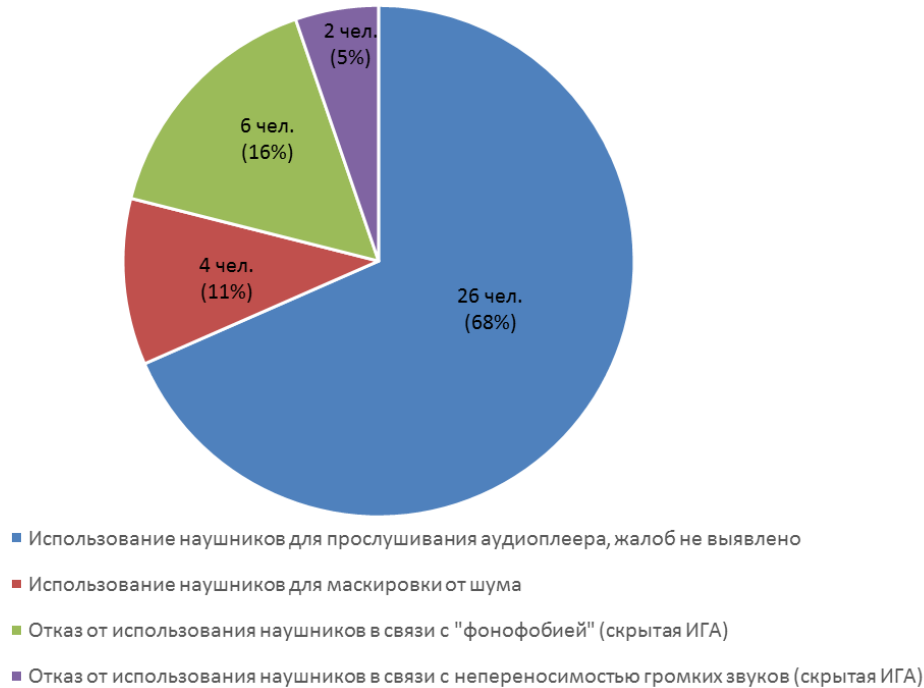


Рис. 3. Распределение причин использования или отказа от наушников у обследуемых

Таким образом, распространенность аудиоплееров в современном мире полиэтиологична и одной из причин этого явления является шумовое загрязнение окружающей среды. Молодые люди нередко используют аудиоплееры не для рекреации, а для защиты от назойливого шума. Но в половине случаев в дальнейшем от них отказываются по разным причинам. Все вышеизложенное свидетельствует о необходимости продолжить исследование причин и последствий длительного ношения наушников. При этом следует провести скрининговое исследование в пределах более старших возрастных групп, так как эволюция гиперчувствительности к шумовым раздражителям - процесс достаточно длительный. Данный вопрос имеет особое значение для охраны труда персонала, работающего в наушниках (связисты, работники колл-центров, диспетчеры, звукооператоры).

Важно отметить, что признаки ранее перенесенных воспалительных заболеваний среднего и внутреннего уха, нарушения звукопроводения или звуковосприятия никак не были связаны с непереносимостью громких звуков ( $P > 0,05$ ). Полученные данные свидетельствуют об отсутствии связи между синдромом ИГА и изменениями в среднем и внутреннем ухе (нарушения звукопроводения и звуковосприятия). Это подтверждает мнение о решающем значении вегетативных нарушений в развитии ИГА.

### Заключение

В процессе исследования не выявлено влияние длительного применения внутриканальных наушников на частоту идиопатической гиперакузии. Не обнаружено также связи между непереносимостью громких звуков и изменениями в среднем и внутреннем ухе. В 29% случаев молодые люди связывали длительное применение аудиоплееров с необходимостью защиты от внешнего шума в период работы и отдыха, но позднее в половине случаев от них отказались. Это свидетельствует о том, что причиной распространения аудиоплееров является не только мода или рекреация, но и нарастающая шумовая загрязненность окружающей среды.



**Список литературы**

1. Fasanya B., Strong J. Younger Generation Safety: Hearing Loss and Academic Performance Degradation Among College Student Headphone Users - January 2019 - pp. 522 – 531, DOI: 10.1007/978 – 3 – 319 – 94589 – 7\_51 In book: Advances in Safety Management and Human Factors.
2. Pawlaczyk-Łuszczynsk M., Dudarewicz A., Zaborowski K., Zamojska-Daniszewska M. Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators - September 2018 – Noise and Health 20(96) – pp. 178 – 189.
3. 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 – Vol. № 37 – pp. 790 – 800.
4. Charbotel B., Croidieu S., Vohito M., Guerin A.C., 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 – Vol. № 82 – pp. 747 – 56.
5. Alvão ACQ, Fernandes SB, Silva-Oliveira GC. Fone de Ouvido Vilão ou Mocinho? In: Anais III Congresso Online - Gestão, Educação e Promoção de Saúde – November 2014 – pp. 19 – 22.
6. Lacerda ABM, Gonçalves CGO, Zocoli AMF, Diaz C., Paula K. Hábitos auditivos e comportamento de adolescentes diante das atividades delazerruidosas. Rev CEFAC - 2011 - Vol. № 13(2) – pp. 322 – 9, DOI: <http://dx.doi.org/10.1590/S1516-18462010005000129>.
7. Luz TS, Borja ALF. Sintomas auditivos em usuários de estéreos pessoais. Int Arch Otorhinolaryngol – 2012 – Vol. № 16(2) – pp. 163 – 9.
8. Viziano A., Micarelli A. Noise sensitivity and hyperacusis in patients affected by multiple chemical sensitivity, International Archives of Occupational and Environmental Health - November 2016, DOI: 10.1007/s00420-016-1185-8.
9. Baliatsas C., van Kamp I., Swart W., Hooiveld M., Yzermans J. Noise sensitivity: Symptoms, health status, illness behavior and co-occurring environmental sensitivities - 2016 - Environ Res 150 – pp. 8 – 13. <https://doi.org/10.1016/j.envres.2016.05.029>.
10. Baliatsas C., Irene van Kamp, Wim Swart, Mariëtte Hooiveld, Joris Yzermans. Noise sensitivity: Symptoms, health status, illness behavior and co-occurring environmental sensitivities – October 2016 – Environmental research, Vol. 150, pp. 8-13, Key: citeulike:14622087
11. Левина Е.А. Адгезивный отит как следствие воспалительных заболеваний носоглотки и среднего уха. - Consilium Medicum - 2014 - Т. 16. № 11 - С. 77-80.
12. Левина Е.А. Сенсоневральная тугоухость – общие принципы медикаментозного подхода. Consilium Medicum - 2013 - Т. 15. № 11 - С. 64-67.
13. Weinstein ND. Individual differences in reactions to noise: A longitudinal study in a college dormitory. J Appl Psychol – 1978 – Vol. № 63 – pp. 458 – 66.
14. Kishikawa H, Matsui T, Uchiyama I, Miyakawa M, Hiramatsu K, Stansfeld SA. The development of Weinstein's noise sensitivity scale. Noise Health - October – December 2006 – Vol. 8(33) – pp. 154 – 60.
15. Kishikawa H., Matsui T., Uchiyama I., Miyakawa M., Hiramatsu K., Stansfeld SA. Noise sensitivity and subjective health: Questionnaire study conducted along trunk roads in Kusatsu, Japan. – 2009 – Noise Health Vol. № 11 – pp. 111 – 7.

## References

1. Fasanya B., Strong J. Younger Generation Safety: Hearing Loss and Academic Performance Degradation Among College Student Headphone Users - January 2019 - pp. 522 – 531, DOI: 10.1007/978 – 3 – 319 – 94589 – 7\_51 In book: Advances in Safety Management and Human Factors.
2. Pawlaczyk-Łuszczynsk M., Dudarewicz A., Zaborowski K., Zamojska-Daniszewska M. Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators - September 2018 – Noise and Health 20(96) – pp. 178 – 189.
3. 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 – Vol. № 37 – pp. 790 – 800.
4. Charbotel B., Croidieu S., Vohito M., Guerin A.C., 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 – Vol. № 82 – pp. 747 – 56.
5. Alvão ACQ, Fernandes SB, Silva-Oliveira GC. Fone de Ouvido Vilão ou Mocinho? In: Anais III Congresso Online - Gestão, Educação e Promoção de Saúde – November 2014 – pp. 19 – 22.
6. Lacerda ABM, Gonçalves CGO, Zocoli AMF, Diaz C., Paula K. Hábitos auditivos e comportamento de adolescentes diante das atividades delazerruidosas. *Rev CEFAC* - 2011 - Vol. № 13(2) – pp. 322 – 9, DOI: <http://dx.doi.org/10.1590/S1516-18462010005000129>.
7. Luz TS, Borja ALF. Sintomas auditivos em usuários de estéreos pessoais. *Int Arch Otorhinolaryngol* – 2012 – Vol. № 16(2) – pp. 163 – 9.
8. Viziano A., Micarelli A. Noise sensitivity and hyperacusis in patients affected by multiple chemical sensitivity, *International Archives of Occupational and Environmental Health* - November 2016, DOI: 10.1007/s00420-016-1185-8.
9. Baliatsas C., van Kamp I., Swart W., Hooiveld M., Yzermans J. Noise sensitivity: Symptoms, health status, illness behavior and co-occurring environmental sensitivities - 2016 - *Environ Res* 150 – pp. 8 – 13. <https://doi.org/10.1016/j.envres.2016.05.029>.
10. Baliatsas C., Irene van Kamp, Wim Swart, Mariëtte Hooiveld, Joris Yzermans. Noise sensitivity: Symptoms, health status, illness behavior and co-occurring environmental sensitivities – October 2016 – *Environmental research*, Vol. 150, pp. 8-13, Key: citeulike:14622087
11. Levina E. A. Adhesive otitis as a consequence of inflammatory diseases of the nasopharynx and middle ear. – *Consilium Medicum*. 2014 – Vol. 16. № 11 – pp. 77 – 80.
12. Levina E. A. Sensorineural hearing loss-General principles of the drug approach – *Consilium Medicum* – 2013 – Vol. 15. № 11. pp. 64 – 67.
13. Weinstein ND. Individual differences in reactions to noise: A longitudinal study in a college dormitory. *J Appl Psychol* – 1978 – Vol. № 63 – pp. 458 – 66.
14. Kishikawa H, Matsui T, Uchiyama I, Miyakawa M, Hiramatsu K, Stansfeld SA. The development of Weinstein's noise sensitivity scale. *Noise Health* - October – December 2006 – Vol. 8(33) – pp. 154 – 60.
15. Kishikawa H., Matsui T., Uchiyama I., Miyakawa M., Hiramatsu K., Stansfeld SA. Noise sensitivity and subjective health: Questionnaire study conducted along trunk roads in Kusatsu, Japan. – 2009 – *Noise Health* Vol. № 11 – pp. 111 – 7.

УДК: 534.836.2:534.832

OECD: 01.02.AA

## Шум автомобильного транспорта

Васильев В.А.<sup>1</sup>, Ксенофонтова В.К.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Соискатель, <sup>2</sup> Аспирант

<sup>1,2</sup> Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»  
им. Д.Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург

### Аннотация

Показано, что основным фактором негативного воздействия на окружающую среду является шум автомобильного транспорта. Рассматриваются причины возникновения шума автотранспорта, как единичных источников шума, так и автотранспортного потока. Описаны явления, влияющие на распространение и затухание звука. Представлена общая информация о методах определения шумовой характеристики автотранспортного потока с помощью натуральных измерений. Рассмотрен вопрос нормирования шума в России и других странах. Дано представление об основных шумозащитных мероприятиях для автотранспортного потока. Показаны существующие проблемы, связанные с оценкой шума автотранспортного потока.

**Ключевые слова:** шум, шум транспортного потока, расчёт шума, распространение шума, снижение шума, шумозащитные экраны, нормирование шума.

### *Highway Traffic Noise*

Vasilyev V.A.<sup>1</sup>, Ksenofontova V.K.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Applicant, <sup>2</sup> Post graduate student

<sup>1,2</sup> Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinova, Russia, St. Petersburg

### *Abstract*

*It is shown that the key factor of the adverse environmental impact is the motor vehicle noise. The causes of the motor vehicle noise from individual noise sources and traffic flow are considered. Phenomena affecting the sound propagation and attenuation are described. General information about methods for determining the traffic flow noise characteristics using in-situ measurements is presented. The issue of noise regulation in Russia and other countries is considered. An idea of the main traffic noise mitigation measures is given. The existing problems related to the traffic noise estimation are shown.*

**Keywords:** *noise, traffic flow noise, noise calculation, noise propagation, noise reduction, noise barriers, noise regulation*

### Введение

В качестве одного из основных факторов негативного воздействия на окружающую среду сегодня рассматривают шум автомобильного транспорта. Всемирная организация здравоохранения (ВОЗ) признает шум, как серьезную и широко распространенную

опасность для здоровья человека. Шум оказывает негативное воздействие на нервную и сердечно-сосудистую системы, репродуктивную функцию человека, вызывает раздражение, нарушение сна, утомление, агрессивность, способствует психическим заболеваниям. ВОЗ сообщает «... по меньшей мере, один миллион лет здоровой жизни теряется каждый год от воздействия повышенного шума, в западной части Европы» [1]. Данная ситуация вызывает всё большую озабоченность.

С целью минимизировать влияние автомобильного шума, необходимо понимать природу возникновения шума автомобильного потока, как происходит распространение шума, и какие методы снижения шума существуют. На рисунке 1 показаны основные элементы воздействия автомобильного шума.

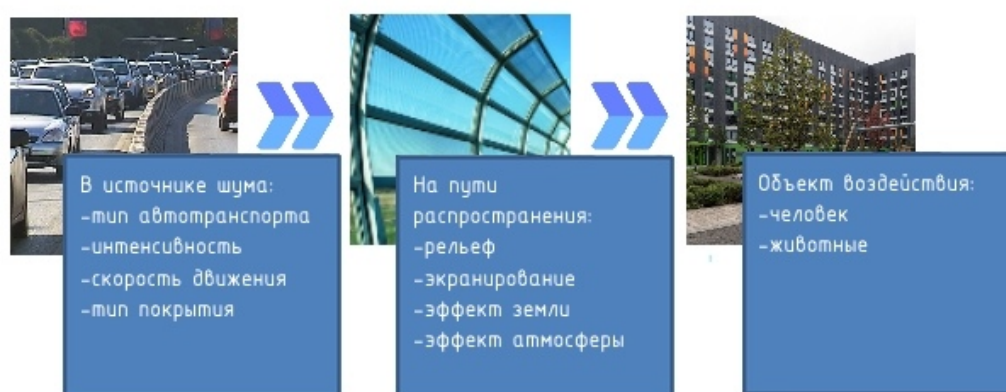


Рис. 1. Схема воздействия шума

## 1. Источники автотранспортного шума

Основными источниками автотранспортного шума являются: шум при взаимодействии шин с дорожным полотном (40 – 120 км/ч), аэродинамический шум корпуса автомобиля (турбулентные потоки) (превалирует на скорости от 120 км/ч), и шум, вызванный агрегатами автомобиля (двигатель, выхлоп, трансмиссия и др.) (превалирует на скорости до 40 км/ч) [2, 3, 4].

Взаимодействие между шинами и дорожным покрытием является сложным процессом, включающим аэродинамический шум вращения колеса и шины, шум от вибрации поверхности шины и взаимодействия с дорожным покрытием, а также, колебание давления в элементах протектора [5]. На шум автомобильных шин влияют такие параметры, как рисунок протектора, конструкция шипов и ламелей, давление в шине, габаритные размеры, а также, тип и состояние дорожного покрытия, по которому осуществляется движение [6]. Увеличение ширины и угла канавки протектора, добавление к поперечным канавкам кольцевых и «рандомизация» рисунка протектора приводят к снижению шума [7].

В действующей нормативной документации рассматриваются три типа покрытий проезжей части: бетон (шероховатая поверхностная обработка), асфальтобетон и щебеночно-мастичный асфальтобетон (ЩМА). Наиболее тихим, в соответствии с нормативной документацией [8], является покрытие ЩМА. Стоит отметить, что на шумность покрытий влияет зернистость содержащихся гранул и остаточная пористость (меньший размер гранул и высокая пористость формируют более тихие покрытия). Что касается бетонных покрытий, то на их шумность влияет текстура поверхности [6]. Важной задачей является поддержание акустических свойств малошумных покрытий

на период эксплуатации. В данный момент ведутся работы по разработке малошумных покрытий с повышенной долговечностью.

Уровни шума и спектральный состав зависят от характеристик автотранспортного потока: интенсивности, скорости, состава, а также, от типа дорожного покрытия. По спектральному составу для пассажирского и легкового транспорта, как правило, характерны частоты около 1000 Гц, для грузового транспорта от 500 до 1000 Гц [6]. Высокий процент грузового и общественного автотранспорта, оказывает сильное влияние на шумовую характеристику автотранспортного потока (один тяжелый грузовик может быть равен по громкости 10 легковым автомобилям вместе взятым) [9]. Соответственно, и эффективность малошумных покрытий выше, для легковых и пассажирских транспортных средств.

## 2. Определение шумовой характеристики автомобильного потока

В качестве шумовых характеристик транспортного потока, в состав которого могут входить легковые и грузовые автомобили, автопоезда, автобусы, троллейбусы, в ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки» [10] установлены эквивалентный  $L_{\text{ЭКВ}}$  и максимальный  $L_{\text{МАКС}}$  уровни звука, создаваемые потоком в опорной точке на расстоянии 7,5 м от оси, ближайшей к расчетной точке (точке наблюдения), полосы движения автомобильного транспорта и на высоте 1,5 м над уровнем проезжей части.

На стадии разработки проекта, детальной планировки или проекта застройки, расчет шумовых характеристик автомобильных транспортных потоков в соответствии с [8, 11] следует выполнять с учетом:

- интенсивности движения автотранспорта в часы пик дневного периода суток и наиболее шумный час ночного периода суток;
- суммарной доли грузовых автомобилей и автобусов в потоке (при этом, если не исследуется по отдельности влияние на шум потока троллейбусов и трамваев, то для расчета шумовых характеристик учитывают суммарную долю грузовых автомобилей и общественного транспорта);
- средней скорости движения автотранспорта в потоке.

Для повышения точности расчета шумовых характеристик автомобильных транспортных потоков в соответствии с [8, 11] необходимо учитывать ряд дополнительных параметров, связанных с рассматриваемой улицей (дорогой), таких как:

- продольный уклон проезжей части улицы (дороги);
- тип верхнего покрытия проезжей части;
- ширина разделительной полосы (при ее наличии);
- число полос движения транспорта;
- длительность светофорного цикла на пересечениях улиц (дорог) со светофорным регулированием (длительность разрешающей/запрещающей фазы светофора).

На данный момент, действующая в России нормативная документация по расчёту шумовой характеристики автомобильного потока [8, 11], при сравнении с результатами измерений показывает расхождение в большую сторону – до 20 дБА по эквивалентному уровню звука и до 11 дБА по максимальному уровню звука при прочих равных данных. Наибольшую сходимости показывает расчёт по формуле 7 СП 276.1325800.2016 до 8 – 10 дБА. Причинами такого расхождения, вероятнее всего, является изменение шумности транспортных средств, так как с каждым годом выпускаемые автомобили становятся всё более тихими, что в свою очередь снижает шумность транспортного потока. А формулы, представленные в действующей нормативной документации, основываются или полностью дублируют литературные источники [12, 13], которые в

свою очередь были опубликованы более 25 лет назад [14, 15].

### 3. Распространение шума автотранспортного потока

Транспортный поток, независимо от его интенсивности, рассматривается и как линейный источник шума (что значительно упрощает расчёты). Однако, следует иметь в виду, что это допущение справедливо только для тех случаев, когда шумовой характеристикой потока, лежащей в основе расчета, является эквивалентный уровень звука за период времени, превышающий продолжительность прохождения транспортного средства. Полное формирование акустического поля от транспортного потока происходит на расстоянии 7,5 м. На распространение шума влияют: геометрическая дивергенция, эффект затухания из-за влияния земли, атмосферные эффекты и эффект дифракции.

На рисунке 2 представлена схема распространения шума от транспортного потока. Рассматриваются два пути распространения шума прямой и вдоль поверхности земли. Прямой путь распространения характерен для грузовых автомобилей, для легковых характерен путь вдоль поверхности земли. На распространение вдоль поверхности земли оказывает влияние наличие травы, рыхлость и другие параметры, увеличивающие звукопоглощение подстилающей поверхности, что накладывает дополнительный эффект затухания около 1,5 дБА на удвоение расстояния. В ГОСТ 31295.2-2005 раздел 7.3 представлена более детальная схема расчёта эффекта затухания из-за влияния земли с учётом различных типов покрытий в зоне источника (малозумный асфальт, грунтовая обочина) и приёмника.

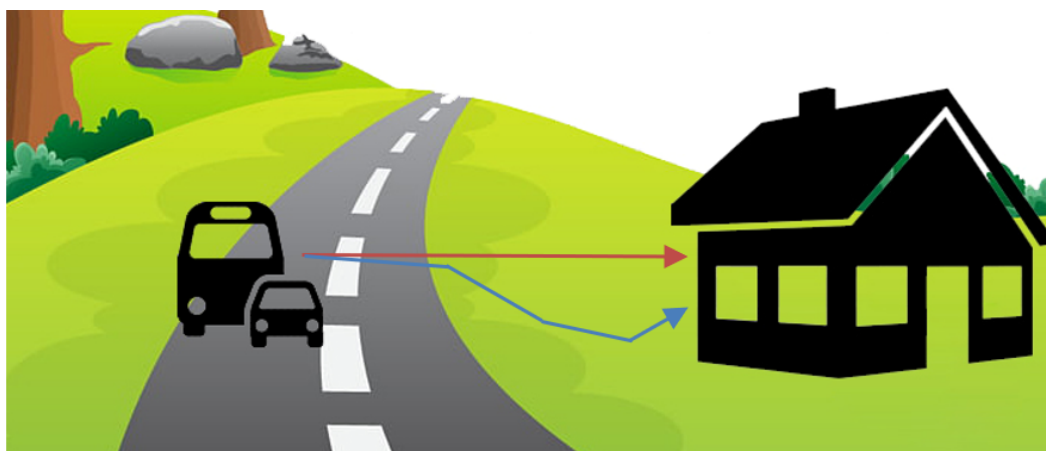


Рис. 2. Схема распространения шума [6]

Наряду с эффектами затухания из-за наличия звукопоглощающей или отражающей поверхности, необходимо учитывать атмосферные эффекты. Поглощение воздуха проявляется на частотах выше 2000 Гц и в небольшой степени зависит от влажности. В большей степени на распространение шума влияет преломление звуковой волны в результате действия ветра (скорость ветра в зависимости от высоты над уровнем земли и направления), изменение температуры с высотой [23].

Прямое распространение звуковой волны, без преломлений, возникает в безветренный, облачный день, с равной температурой по высоте. При условиях «против ветра», происходит преломление звуковой волны вверх, уровень звука у земли становится ниже, чем в нейтральных условиях. При подветренной погоде уровень звука у земли выше. Преломление звуковой волны вверх происходит в солнечные и безветренные дни, когда у земли температура воздуха выше, в этих условиях уровень звука у земли становятся ниже. Преломление звуковой волны вниз происходит в

безветренные прохладные ночи после солнечных дней, когда земля остывает быстрее, чем воздух над ней, и в этих условиях звук становится выше у земли [23]. Иллюстрации описанных выше явлений можно увидеть на рисунке 3. Исследования показали, что рефракционные эффекты весьма существенны. Одно из исследований показало, что уровни звука варьируются на 5 дБА на расстоянии около 60 метров от автодороги и на 10 дБА на расстоянии 300 метров. Самые высокие уровни звука были измерены в условиях инверсии температуры на рассвете [17].

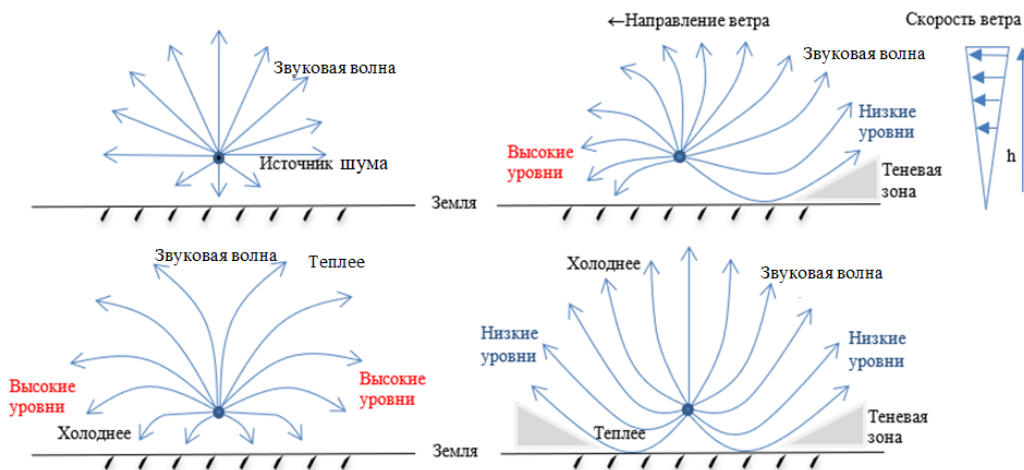


Рис. 3. Распространение звука в зависимости от атмосферных эффектов [23]

На распространение шума дорожного движения влияют естественные или искусственные объекты, которые полностью или частично блокируют путь прохождения звуковой волны, что приводит к снижению уровня звука. Элементами, оказывающие экранирующий эффект, являются: рельеф, зеленые насаждения (на высоких частотах), здания, выемки, насыпи, заборы, шумозащитные экраны, подпорные стенки, земляные валы и др.

#### 4. Методы натурального определения шума автотранспортного потока

В РФ натурные измерения проводятся на основании ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики». Проводятся измерения шумовой характеристики автомобильной дороги, включая легковые и грузовые автомобили, автопоезда, автобусы, троллейбусы, трамваи, мотосредства (мотоциклы, мотороллеры, мопеды, мотовелосипеды), а также другие виды транспортных средств, на расстоянии 7,5 м от ближайшей оси автодороги, на высоте 1,5 м. По ГОСТ Р 53187-2008 «Акустика. Шумовой мониторинг городских территорий» проводятся измерения на различных расстояниях при удалении от автомобильной дороги, на высоте 1,5 м. Стоит отметить, что расчётные методики [8, 11, 12, 13] не предусматривают учёт движения мотосредств, при определении шумовой характеристики автотранспортного потока.

В нормативной документации, действующей на территории США [21], предусматривается проведение измерений на расстояние 15 м от ближайшей оси автодороги, на высоте 1,5 м. При этом возможно проводить измерения на расстояние 7,5 и 30 м.

#### 5. Нормирование

Всемирная организация здравоохранения (ВОЗ) рекомендует следующий подход к выбору норм – независимо от источника шума и месторасположения нормируемых

объектов нормы должны быть одинаковыми, так, например, сделано в Германии, изменяться нормы должны только в зависимости от времени суток. Рекомендации ВОЗ представлены в таблице 1 [18, 20].

Таблица 1

Нормы шума в помещениях жилых и общественных зданий и шума на территории жилой застройки, рекомендуемые ВОЗ [18, 20]

Месторасположение	Нормы шума $L_{Aeq}$ , дБА			
	Дневной период (7:00-23:00)		Ночной период (23:00-7:00)	
	В помещении	На территории	В помещении	На территории
Жилая застройка	35	55	-	-
Спальни	-	-	30	Не выше 45
Школы	35	55	-	-
Больницы	Не выше 35	Не выше 50	30	Не выше 45

Нормы, принятые в нашей стране, в большинстве случаев соответствуют рекомендациям ВОЗ. Основным документом, регламентирующим их, является СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». В таблице 2 приведены нормы шума в помещениях и на территории для нормируемых объектов аналогичным рекомендациям ВОЗ, принятые в РФ [19].

Таблица 2

Допустимые уровни звукового давления, уровни звука, эквивалентные и максимальные уровни звука проникающего шума в помещениях жилых и общественных зданий и шума на территории жилой застройки [19]

Месторасположение	Нормы шума $L_{Aeq}$ , дБА			
	Дневной период (7:00-23:00)		Ночной период (23:00-7:00)	
	В помещении	На территории	В помещении	На территории
Жилая застройка	40	55	30	45
Спальни	40	55	30	45
Школы	40	55	-	45
Больницы	35	45	25	35

По мнению авторов, отечественные нормы шума являются в целом полными и продуманными. Помимо эквивалентного уровня звука в них также нормируется максимальный уровень звука. Так же, большим достоинством этих норм является то, что помимо уровней звука, дБА приняты и допустимые значения уровней звукового давления, дБ. В то же время, если основываться на данных о различном воздействии шума в зависимости от характера источников, можно было бы дифференцировать нормы по трем группам основных источников (автомобильный и железнодорожный транспорт, строительство). Принятие таких норм могло бы принести определенный экономический эффект [12].



## 6. Снижение шума автомобильного транспорта

Методы снижения шума автотранспортного потока подразделяются на три больших группы: снижающие шум в источнике, снижающие шум на пути распространения, в защищаемом объекте.

Для автотранспортного потока предполагаются следующие шумозащитные мероприятия:

- В источнике: использование малошумного асфальта, мягкой резины покрышки, исключение движения на шипованной резине в теплый период времени года, снижение шума выхлопа, улучшение аэродинамических характеристик автотранспорта, контроль работы двигателя;
- На пути распространения: выемки (Рисунок 4, а), шумозащитные экраны (Рисунок 4, б), земляные валы, насыпи и др.;
- В защищаемом объекте: звукоизолирующее остекление (Рисунок 5, а) с установкой клапанов проветривания (Рисунок 5, б).



Рис. 4. Варианты исполнения шумозащитных мероприятий на пути распространения шума. а) Выемки, б) Шумозащитный экран



Рис. 5. Варианты исполнения шумозащитных мероприятий в защищаемом объекте  
а) Звукоизолирующее остекление, б) Клапан проветривания

Наиболее частой мерой борьбы с шумом являются шумозащитные экраны, устанавливаемые вдоль автодорог, закрывающие прямой путь распространения звука (до 5 дБА), данной эффективности легко достичь. Достижение эффективности 10 дБА требует уменьшения звуковой энергии на 90%, достижение данной эффективности требует

существенно большей затраты средств. К примеру, средняя цена (по Санкт-Петербургу) шумозащитного экрана, с учетом монтажа, стоек и панелей, составляет 21 000 рублей за квадратный метр. Высокая стоимость шумозащитных экранов требует повышения точности моделирования и прогнозирования уровней шума.

*Таблица 3*

Допустимые уровни звукового давления, уровни звука, эквивалентные и максимальные уровни звука проникающего шума в помещениях жилых и общественных зданий и шума на территории жилой застройки [19]

Эффективность, дБА	Степень сложности достижения	Снижение звуковой энергии, %
5	Легко	68
10	Достижимо (возможно)	90
15	Сложно	97
20	Очень сложно	99

Существует множество комбинаций материалов для панелей шумозащитного экрана. Наиболее важными факторами являются: применение материалов с достаточной звукоизоляцией для исключения проникновения шума через шумозащитный экран; сплошность поверхности ШЭ, без разрывов и щелей. Для исключения эффекта отражения, в случае параллельной установки ШЭ на противоположных сторонах дороги, и переотражения, между ШЭ и автотранспортном (особенно проявляется при проезде высокого автотранспорта), рекомендуется выполнять панели со звукопоглощающим наполнением, при этом необходимо устанавливать перфорированные листы со стороны источника шума. В некоторых случаях, установка шумозащитных экранов не осуществима или их эффективность недостаточна. В этом случае можно использовать упомянутые ранее мероприятия: малошумный асфальт, исключение движения на шипованной резине в теплый период времени года, звукоизолирующее остекление с установкой клапанов проветривания, управление движением, строительство шумозащитных сооружений.

## 7. Существующие проблемы

Существует несколько проблем, связанных с оценкой шума дорожного движения. Некоторые из них кратко представлены ниже:

### *Изменение шумовых характеристик автомобильного транспорта*

Со временем шумность автомобилей меняется, с каждым годом выпускаемые автомобили становятся всё более тихими, что, в свою очередь, снижает шумность транспортного потока. Формулы, используемые на данный момент в нормативной документации, были получены, в основном, несколько десятков лет тому назад и требуют уточнения в соответствии с практикой.

### *Малошумные покрытия*

Всё большее внимание уделяют малошумным покрытиям. Основной задачей этих исследований является получение покрытий с наилучшими акустическими свойствами, без ущерба их долговечности, и решение задач по постоянному поддержанию материала в рабочем состоянии.

### *Влияние шума на дикую природу*

Человечество проявляет беспокойство, о неблагоприятном воздействии дорожного шума на дикую природу. Существуют серьезные опасения по поводу шума, мешающего взаимодействию животных, их миграции и размножению. Многие проекты автомагистралей проходят через районы дикой природы, и инженеры не имеют адекватных инструментов для оценки соответствующих воздействий и борьбы с загрязнением.

### **Заключение**

1. Проблема шумового воздействия автомобильного транспорта, хоть и является достаточно изученной, но требует актуализации, в соответствии с существующими реалиями, это в частности относится к расчётным формулам, определяющим шумовую характеристику и показывающим расхождение с результатами измерений до 11-20 дБА.

2. Анализ существующих в России норм показал необходимость градации их в соответствии с характером источников шума. Можно было бы дифференцировать нормы по трем группам (автомобильный и железнодорожный транспорт, строительство).

3. Большого внимания требуют такие вопросы как: изучение, разработка и внедрение малозумных покрытий, а также, вопрос защиты дикой природы от шума автомобильного транспорта.

### **Список литературы**

1. World Health Organization // Burden of disease from environmental noise. Quantification of healthy life years lost in Europe – 2011. – pp.7-11.
2. Асафьева Н. Спасите наши уши! // Город 812. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://gorod-812.ru/spasite-nashi-ushi/> (дата обращения 15.01.2020).
3. Gheorghe S., Liviu B., Mihai T., Vasile B., Nicolae H. // Noises and vibrations due to vehicles. // Proceedings of the 6th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. – 1998. pp. 513-518.
4. Gaulin D., Berengier M. // Characterisation des sources sonores d'origine routiere pour le milieu urbain. // Bull. lab. Fonts et Chaussees. – 1999. – № 222, pp.71-84, 94, 96, 98.
5. Васильев А.В., Комлик Е.А. // Экологическое воздействие шума, создаваемого шинами автотранспортного средства, и методы его снижения. // Известия Самарского НЦ РАН – 2011. – Т.13. №5. – С.265-269.
6. Judith L. Rochat, Darlene Reiter // Highway Traffic Noise // Acoustics Today – 2016 - Volume 12 Issue 4, Winter 2016, pp 39-41.
7. Sandberg, U., Ejsmont, J. A. // Tyre/Road Noise Reference Book // INFORMEX, Kisa, Sweden - 2002.
8. СП 276.1325800.2016. «Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков». – Введ. 2017-04-06. - Официальный сайт Минстроя РФ <http://www.minstroyrf.ru/> (по состоянию на 21.03.2017).
9. Rochat J. L. // Noise benefits of asphalt pavements – Trends at ages up to 52 months // Noise Control Engineering Journal Vol.57, – P. 104-111.
10. ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики».
11. ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» – Введ. 2012-12-26.

12. Осипов Г.Л. Защита от шума в градостроительстве. Справочник проектировщика // В.Е. Коробков, А.А. Климухин и др. – М.: Стройиздат, 1993.
13. Поспелов П.И. // Борьба с шумом автомобильных дорог. / П.И.Поспелов. – Издательство «Транспорт», 1981.
14. Васильев В.А. // Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных методик определения шумовых характеристик автомобильного транспорта // Магистерская диссертация 20.04.01 – БГТУ. – 2019 – С. 52.
15. Васильев В.А. Сравнение шумовых характеристик автотранспортных потоков, полученных расчётным путем и в результате натуральных измерений // В.А. Васильев // Сборник трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания» – 2018 – С. 59.
16. National Highway Institute. Highway Traffic Noise. Material from course 142051. – 2016.
17. Saurenman H., Chambers J., Sutherland L., Bronsdon R. Atmospheric Effects // Associated with Highway Noise Propagation. – 2005. – № 555.
18. Всемирная организация здравоохранения. «Европейское руководство по контролю ночного шума». – 2014, [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://www.euro.who.int/ru/publications/abstracts/night-noise-guidelines-for-europe> (дата обращения 12.02.2020).
19. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». – Введ. 31-10-1996. - М.: Информационно-издательский центр Минздрава России. – 1997.
20. World Health Organization // Guidelines for community noise [electronic resource] – Available at – URL: <https://apps.who.int/iris/handle/10665/66217> (date of the application 18.02.2020).
21. Federal Highway Administration (FHWA) and Volpe National Transportation Systems Center, US Department of Transportation (DOT). Measurement of Highway-Related Noise. Report No.FHWA-PD-046. – 1996.
22. Malcolm J. Crocker // Handbook of noise and vibration control, - 2007. – p. 29-30.

## References

1. World Health Organization // Burden of disease from environmental noise. Quantification of healthy life years lost in Europe – 2011. – pp.7-11.
2. Asaf'eva N. Spasite nashi ushi! // Gorod 812. [electronic resource] – Available at – URL: <http://gorod-812.ru/spasite-nashi-ushi/> (date of the application 15.01.2020).
3. Gheorghe S., Liviu B., Mihai T., Vasile B., Nicolae H. // Noises and vibrations due to vehicles. // Proceedings of the 6th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. – 1998. pp. 513-518.
4. Gaulin D., Berengier M. // Caracterisation des sources sonores d'ongine rontiere pour le milieu urbain. // Bull. lab. Fonts et Chaussees. – 1999. – № 222, pp.71-84, 94, 96, 98.
5. Vasil'ev A.V., Komlik E.A. // // Ecological impact of vehicle's tires noise and methods of it reduction // Izvestia of RAS SamSC – 2011. – Volume 13. №5. – P.265-269.
6. Judith L. Rochat, Darlene Reiter // Highway Traffic Noise // Acoustics Today – 2016 - Volume 12, №4, 2016, pp 39-41.
7. Sandberg, U., Ejsmont, J. A. // Tyre/Road Noise Reference Book // INFORMEX, Kisa, Sweden - 2002.
8. SP 276.1325800.2016. «Building and territories. Protection design rules from

traffic noise». –2017-04-06. - Official website of the Ministry of Construction of the Russian Federation, <http://www.minstroyrf.ru/> (by order of 21.03.2017).

9. Rochat J. L. // Noise benefits of asphalt pavements – Trends at ages up to 52 months // Noise Control Engineering Journal Vol.57, – P. 104-111.

10. GOST 20444-2014 «Noise. Traffic flows. Methods of noise characteristic determination».

11. Industry Road Guidance Document 218.2.013-2011 «Guidelines for the protection from traffic noise of territories adjacent to roads» [electronic resource] – Available at – URL: <http://msk.mos.ru/Handlers/> (date of the application 2012-12-26).

12. Osipov G.L. Zashchita ot shuma v gradostroitel'stve. Spravochnik proektirovshchika // V.E. Korobkov, A.A. Klimuhin i dr.– M.: Strojizdat, 1993.

13. Pospelov P.I. // Bor'ba s shumom avtomobil'nyh dorog. / P.I.Pospelov. – Izdatel'stvo «Transport», 1981.

14. Vasil'ev V.A. // Sravnitel'nyj analiz raschetnyh i eksperimental'nyh metodik opredeleniya shumovyh harakteristik avtomobil'nogo transporta // Master's dissertation 20.04.01 – BSTU. – 2019 – P. 52.

15. Vasil'ev V.A., Comparison of noise characteristics of motor vehicle flows obtained by calculated way and as a result of natural measurements // Proceedings of the 3rd All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists «Acoustics of the environment»– 2018 – P. 59.

16. National Highway Institute. Highway Traffic Noise. Material from course 142051. – 2016.

17. Saurenman H., Chambers J., Sutherland L., Bronsdon R. Atmospheric Effects // Associated with Highway Noise Propagation. – 2005. – № 555.

18. World health organization «Night noise guidelines for Europe» – 2014, [electronic resource] – Available at – URL: <http://www.euro.who.int/ru/publications/abstracts/night-noise-guidelines-for-europe> (date of the application 2020-02-12).

19. Sanitary Standards 2.2.4/2.1.8.562-96 « Noise at workplaces, in premises of residential, public buildings and in residential areas». – by order of 31-10-1996.

20. World Health Organization // Guidelines for community noise [electronic resource] – Available at – URL: <https://apps.who.int/iris/handle/10665/66217> (date of the application 18.02.2020).

21. Federal Highway Administration (FHWA) and Volpe National Transportation Systems Center, US Department of Transportation (DOT). Measurement of Highway-Related Noise. Report No.FHWA-PD-046. – 1996.

22. Malcolm J. Crocker // Handbook of noise and vibration control. - 2007. – pp. 29-30.



## 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.

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

С 21 ноября 2019 г. Журнал "Noise Theory and Practice" включен в ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (п. 42).

ООО"ИАК"  
г. Санкт-Петербург  
2020