



# DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

## ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 9, №1 (2023)

noise  
optimization acoustics  
robotics control systems  
pneumatics fluid power  
hydraulics vehicles efficiency  
transmissions mechatronics  
pulsation automation vibration  
CAD/CAE aerospace  
modeling

published by  
Samara State Aerospace University  
<http://ssau.ru/english>

<http://dynvibro.ru>

Главный редактор

**Шахматов Е.В.** – академик РАН, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

**Ермаков А.И.** – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Прокофьев А.Б.** – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Технический редактор

**Ермилова Е.Н.** – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

**Ермилова Е.Н.** – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Члены редакционной коллегии:

**Быстров Н.Д.** – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Балякин В.Б.** – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Берестовицкий Э.Г.** – д.т.н., АО «Концерн «НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург, РФ);

**Гимадиев А. Г.** – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Иголкин А.А.** – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Крючков А.Н.** – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Майзель А.Б.** – д.т.н., профессор, АО «ЦКБ МТ «Рубин» (г. Санкт-Петербург, РФ);

**Макарьянц Г.М.** – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Свербилов В.Я.** – к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Фалалеев С.В.** – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Хаймович А.И.** – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Ножницкий Ю.А.** – д.т.н., с.н.с., ЦИАМ (г. Москва, РФ);

**Пановко Г.Я.** – д.т.н., профессор, ИМАШ РАН (г. Москва, РФ);

**Шорин В.П.** – академик РАН (г. Самара, РФ);

**Савин Л.А.** – д.т.н., профессор, Орловский государственный университет имени И.С.Тургенева (г. Орёл, РФ);

**Рабинский Л.Н.** – д.ф.-м.н., профессор, МАИ (г. Москва, РФ);

**Скворцов А.А.** – д.ф.-м.н., профессор, Московский политехнический университет (г. Москва, РФ);

**Павлов В.Ф.** – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Радченко В.П.** – д.ф.-м.н., профессор, СамГТУ (г. Самара, РФ).

**Editor-in-chief:**

**E.V. Shakhmatov** – *Academician of the RAS, Samara University (Samara, RU).*

**Deputy editor-in-chief:**

**A.I. Ermakov** – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

**A.B. Prokof'ev** – *Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU).*

**Technical Editor:**

**E.N.Ermilova** – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

**Executive Editor:**

**E.N.Ermilova** – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

**Members of the editorial board:**

**N.D. Bystrov** – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

**V.B. Balyakin** – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof., (Samara University, Samara, RU);*

**E.G. Berestovitskiy** – *Doctor of Sciences (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU);*

**A.G. Gimadiev** – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

**A.A. Igolkin** – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

**A.N. Kryuchkov** – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

**A.B. Mayzel** – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (St.Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, RU);*

**G.M. Makar'yants** – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

**V.Ya. Sverbilov** – *Candidate of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

**S.V. Falaleev** – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

**A.I. Haymovich** – *Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

**YU.A. Nozhnitskiy** – *Doctor of Sciences (Eng.), Senior Researcher (Central Institute of Aviation Motors, Moscow, RU);*

**G.YA Panovko** – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, RU);*

**V.P. Shorin** – *Academician of the RAS (Samara, RU);*

**L.A. Savin** – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, RU);*

**L.N. Rabinskiy** – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Moscow Aviation Institute, Moscow, RU);*

**A.A. Skvortsov** – *Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Moscow Poly, Moscow, RU);*

**V.F. Pavlov** – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

**V.P. Radchenko** – *Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Samara Polytech, Samara, RU).*

## ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

Журнал «Динамика и виброакустика» публикует теоретические и прикладные оригинальные научно-исследовательские работы в области, обусловленной названием журнала, а также в областях, смежных с ним. Все работы проходят предварительное рецензирование.

**Целью** журнала является стимулирование дискуссий, формирование научно-информационной среды и распространение идей в области динамики и виброакустики различных систем.

**Тематика** работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

- **системам управления:** адаптивному и оптимальному управлению; автоматизированному управлению; энергетическим системам и управлению ими; гидравлическим системам управления; интеллектуальному управлению; управлению движением;

- **вибрации:** вибрации систем с постоянными и дискретными параметрами; линейным и нелинейным вибрациям; модальному анализу; динамике конструкций; подавлению вибрации; пассивным и активным методам демпфирования;

- **акустике:** акустической эмиссии; борьбе с шумом и пульсациями рабочей среды;

- **пульсациям давления:** вопросам взаимодействия рабочей среды и твёрдых границ; течениям, вызывающих повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

- **динамике машин:** поведению систем; долговечности; надёжности; процессам проектирования и изготовления; мехатронным системам; энергетическим установкам; робототехническим системам; транспортным средствам.

## PURPOSES AND SCOPE

The Journal of Dynamics and Vibroacoustics publishes peer-reviewed theoretical and applied original scholarly articles, Research Papers, Technical Briefs, and feature articles in the traditional areas implied by its name, as well as papers in interdisciplinary areas.

**The purpose** of our journal is to disseminate information in dynamics and vibroacoustics of interest to researchers and designers in engineering, medicine, computer science, chemistry and others. The majority of papers present original analytical, numerical or experimental results and physical interpretation of lasting scientific value. Other papers are devoted to the review of recent contributions to a topic, or the description of the methodology and/or the physical significance of an area that has recently matured.

**Area of interests** include but is not limited to:

- **control systems:** adaptive and optimal control; computer control; distributed parameter systems and control; energy systems and control; fluid control systems; intelligent control; motion controls;

- **vibration:** vibration of continuous and lumped parameter systems; linear and non-linear vibrations; modal analysis; structural dynamics; vibration suppression and isolation; passive and active damping;

- **acoustics:** acoustic emission; noise control; structural acoustics;

- **pressure pulsation:** fluid-structure interaction; flow induced noise and vibration; bubbly flows; cavitations; compressible flows; duct and pipe flows; flows in biological systems; fluid-structure interaction; jets; multiphase flows; naval hydrodynamics; turbulence and wakes; instrumentation and components;

- **dynamics:** machinery dynamics; rotor dynamics; combined and coupled behavior; durability; reliability; system design and manufacturing; optimization; manufacturing technology; mechatronics; power systems; production systems; robotics, transportation systems.

## СОДЕРЖАНИЕ

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ АЭРОАКУСТИКИ ВИНТОВЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ САМОЛЁТНОГО ТИПА <i>Погосян М.А., Мошков П.А.</i>	6
РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ <i>Заика А.В., Иголкин А.А., Решетов В.М., Сафин А.И., Сафина И.И.</i>	16
ПРИМЕНЕНИЕ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН С РАССТРОЙКОЙ ПАРАМЕТРОВ <i>Жужужкин А.И., Непеин К.Г.</i>	21
ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗОНАНСНОГО МЕТОДА И МЕТОДА СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИЙ <i>Осипов М.Н., Сергеев Р.Н., Лимов М.Д.</i>	33
РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ <i>Крючков А.Н., Ермилов М.А., Баляба М.В., Ермилова Е.Н., Видяскина А.Н.</i>	42

## СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ АЭРОАКУСТИКИ ВИНТОВЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ САМОЛЁТНОГО ТИПА

**М.А. Погосян,  
П.А. Мошков**

Московский авиационный институт  
(национальный исследовательский  
университет)

Волоколамское шоссе, д. 4, г. Москва,  
125993, Российская Федерация

moshkov89@bk.ru

*Рассмотрена современная классификация источников шума винтовых летательных аппаратов самолётно-го типа. Сформулированы конкурентные уровни шума на местности для одно- и двухдвигательных проектируемых легких винтовых самолётов. Предложен подход к нормированию шума на местности винтовых беспилотных воздушных судов самолётно-го типа. Рассмотрены современные подходы к оценке шума винтовых летательных аппаратов самолётно-го типа на местности.*

**Ключевые слова:** аэроакустика; шум на местности; легкие винтовые самолёты; беспилотные воздушные суда; шум воздушного винта

### 1 Введение

На проблему шума на местности винтовых самолетов стали обращать внимание в начале 20-го века. Первая успешная модель генерации шума воздушным винтом была предложена советским ученым Гутиным Л.Я. в 1936 году [1], исследованию вихревой составляющей шума воздушного винта посвящена работа Юдина Е.Я. 1944 года [2]. Барри и Маглиоцци в 1971 году [3] предложили модель, которая является развитием модели Гутина Л.Я. в части учёта скорости полёта в расчётном соотношении. Хансон в 1983 году [4] предложил аналитическую модель шума воздушного винта, которая позволяет учитывать некомпактность источника, угол атаки (тангажа) летательного аппарата и подробную геометрию воздушного винта.

Несмотря на существенные успехи в области прогнозирования и снижения шума на местности ЛА с винтовыми двигателями, многие аспекты генерации шума такими аппаратами являются по-прежнему малоизученными.

Одной из важных проблем, вставшей на пути развития пассажирских самолетов с турбовинтовентиляторными двигателями

(ТВВД) в 1980-х годах, стала проблема высоких уровней шума, создаваемого такими самолётами на местности. В то же время высокая топливная эффективность, низкие показатели эмиссии вредных веществ и возможность достижения с такими силовыми установками скоростей полёта, близких к скоростям пассажирских самолетов с турбореактивными двухконтурными двигателями, делают актуальной и своевременной задачу разработки перспективных малошумных ТВВД, обеспечивающих сертификацию и конкурентоспособность на мировом рынке пассажирских самолётов. Шум самолёта с ТВВД на режимах взлёта и набора высоты определяется в основном излучением винтовентилятора.

Еще одной перспективной и актуальной является проблема шума распределённой силовой установки (PCY) для регионального самолёта короткого взлёта и посадки. С одной стороны, такой тип воздушных судов может обеспечить значительную экономию топлива и улучшение взлётно-посадочных характеристик. Для летательных аппаратов с PCY важной задачей является формирование оптимальной компоновки силовой установки, в которой взаимное расположение винтов по отношению к

планеру и их характеристики могут обеспечить требуемые для сертификации таких аппаратов акустические характеристики.

В настоящее время главной задачей аэроакустики винтовых ЛА самолётно-го типа является обеспечение концепции акустического проектирования, т.е. с учётом требуемых акустических параметров, обеспечивающим конкурентные уровни шума гражданских винтовых самолётов и беспилотных воздушных судов (БВС) и низкую степень акустической заметности БВС специального назначения [5].

Для акустического проектирования необходимы надёжные методы оценки шума основных источников (винтовой движитель, двигатель и планер), в том числе на базе численного моделирования, и методы снижения шума как изолированных источников, так и дополнительного излучения, обусловленного интеграцией СУ в компоновке реального ЛА [6]. При экспериментальных исследованиях звуковых полей отдельных источников или установочных эффектов целесообразно применять многомикрофонные решётки и алгоритмы бимформинга [7].

Расчётные и экспериментальные исследования в области аэроакустики выполняются на всех этапах проектирования ЛА с целью обеспечения требуемых акустических характеристик. На начальном этапе проектирования формулируются конкурентные требования к предельно допустимым уровням шума на местности. На этапе сертификационных испытаний выполняется оценка соответствия самолёта заявленным акустическим характеристикам и выполняется финальная валидация расчётного программного обеспечения, используемого для оценки шума ЛА на местности [8].

Целью настоящей работы является формирование современной классификации источников шума и

конкурентных требований по шуму на местности для лёгких винтовых самолётов (ЛВС), обзор современных методов прогнозирования шума винтовых ЛА самолётно-го типа на местности.

## 2 Современная классификация источников шума винтовых летательных аппаратов самолётно-го типа

Доминирующим источником шума винтовых ЛА самолётно-го типа на режиме взлёта является силовая установка [9], в состав которой входят двигатель (поршневой [10], электрический [11, 12], турбовинтовой (ТВД), ТВВД [13]) и винтовой движитель (одиночный воздушный винт, винт в профилированном кольце, биротативный винтовентилятор) в толкающей или тянущей компоновках (рисунок 1). Также в классификации можно отдельно выделить шум агрегатов СУ и шум обтекания элементов планера [14].

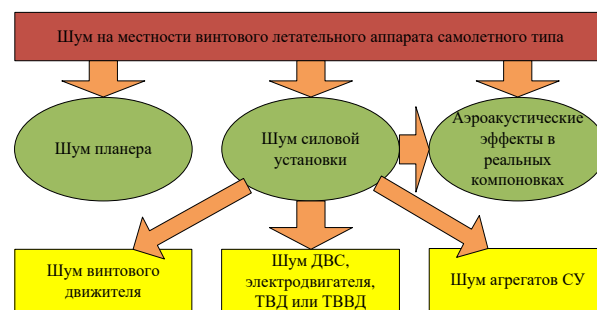


Рисунок 1. Классификация источников шума винтовых ЛА самолётно-го типа

При интеграции силовой установки в компоновке ЛА могут появляться дополнительные установочные эффекты, такие как эффект рассеяния шума силовой установки на элементах планера, на который оказывает влияние рефракция звука в потоке, обтекающем планер, шум взаимодействия «лопасть-турбулентный след» [15] (в случае толкающих воздушных винтов) и шум взаимодействия «лопасть-вихрь» (в случае биротативного винтовентилятора).

Существенные успехи в области снижения шума силовых установок [16, 17] привели к необходимости исследований и учёта аэроакустических эффектов в реальных самолётных компоновках при проектировании

винтовых ЛА. При интеграции силовой установки в компоновку ЛА появляются аэроакустические эффекты (рисунок 2), которые могут приводить как к увеличению шумности ЛА, так и к ее уменьшению.



Рисунок 2. Аэроакустические эффекты при интеграции СУ в компоновке ЛА

При толкающей компоновке винтомоторной СУ, когда воздушный винт работает в турбулентном следе от расположенных выше по потоку элементов планера (крыло, пилон или хвостовое оперение), появляется дополнительный источник шума, называемый в литературе «лопасть-турбулентный след». В этом случае может наблюдаться существенное изменение пространственно-временной структуры звукового поля винтового двигателя относительно изолированной конфигурации.

При размещении винтового двигателя в тянущей компоновке при определённых допущениях при расчётных исследованиях его можно считать изолированным. Однако, при близком расположении элементов планера или других винтовых двигателей, как в случае распределённой СУ, интерференция неизбежно повлияет на аэродинамические и акустические характеристики ЛА.

Компоновка СУ над крылом может обеспечить существенное снижение уровней шума ЛА за счёт рассеяния звука на элементах планера [18].

При установке на ЛА винта в профилированном кольце следует ожидать изменения спектральных и пространственных характеристик шума по сравнению с изолированным воздушным винтом. При установке на ЛА соосных биротативных винтов помимо шума отдельно двух винтов появляется шум, обусловленный взаимодействием «вихревой след–лопасть заднего винта»

### 3 Современные конкурентные требования к предельно допустимым уровням шума на местности

При формировании общих требований к проектируемым и перспективным самолётам необходимо также формулировать требования к предельно допустимым уровням шума на местности на основе известных данных об уровнях



шума эксплуатируемых самолётов, ранее получивших сертификат типа. С этой целью был выполнен анализ базы данных сертификационных испытаний EASA (Европейское агентство авиационной безопасности) по шуму лёгких винтовых самолетов [19, 20].

Показателем степени акустического совершенства самолёта является запас  $\Delta$  в снижении уровня шума самолёта относительно действующих норм:

$$\Delta = L_{AN} - L_{Aизм}, \quad (1)$$

где  $L_{AN}$  и  $L_{Aизм}$  – соответственно предельно допустимое и измеренное значения уровней шума в контрольной точке на местности.

Результаты анализа величин запасов по уровням шума на местности

эксплуатируемых лёгких винтовых самолётов, сертифицированных в соответствии с п. 6.3, 10.4а и 10.б стандарта ИКАО (Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Охрана окружающей среды. Т. 1. Авиационный шум) [21], представлены в таблице 1. Можно видеть, что некоторые самолёты были сертифицированы в различные годы по разным действующим нормам с практически нулевым запасом (0,1 дБА), максимальный запас достигает величины 20 дБА, а средняя величина запаса по всем самолётам, рассмотренным в базе данных EASA, составляет для современных ЛВС, сертифицированных согласно требованиям п 10.4а, 7,5 дБА, а согласно п. 10.4б, 6 дБА.

Таблица 1. Минимальные, максимальные и средние запасы по уровням шума легких винтовых самолетов, сертифицированных в соответствии с главами 6 и 10 стандарта ИКАО

Требования пунктов стандарта ИКАО	п 6.3	п 10.4а	п 10.4б
Минимальный запас, дБА	0,1	0,1	0,1
Максимальный запас, дБА	18,6	20	17,4
Среднее значение, дБА	4,6	7,5	6

В качестве предельно допустимого уровня шума на местности проектируемого двухдвигательного ЛВС (конкурентного уровня шума) следует задавать величину на 7,5 дБА ниже значения пункта 10.4а стандарта ИКАО. Величины конкурентных уровней шума для современных проектируемых двухдвигательных ЛВС в зависимости от максимальной взлётной массы (*MTOW*) представлены в таблице 2.

При этом в качестве предельно допустимого уровня шума на местности проектируемого однодвигательного ЛВС (конкурентного уровня шума) следует задавать величину на 6 дБА ниже значения пункта 10.4б стандарта ИКАО. Величины конкурентных уровней шума для современных проектируемых двухдвигательных самолётов в зависимости от максимальной взлётной массы представлены в таблице 3.

Таблица 2. Требования главы 10 п. 10.4а стандарта ИКАО (в зависимости от взлётной массы) и конкурентно необходимые уровни шума, на которые необходимо ориентироваться при проектировании двухдвигательных современных ЛВС

<i>MTOW</i> – максимальная взлетная масса в 1000 кг	0÷0,6	0,6÷1,4	1,4÷8,618
Уровень шума в соответствии с п. 10.4а, дБА	76	83,23+32,67lg <i>MTOW</i>	88
Конкурентный уровень шума для двухдвигательных ЛВС, дБА	68,5	75,73+32,67lg <i>MTOW</i>	80,5

Таблица 3. Требования главы 10 п. 10.4b стандарта ИКАО (в зависимости от взлётной массы) и конкурентно необходимые уровни шума, на которые необходимо ориентироваться при проектировании однодвигательных современных ЛВС

<i>MTOW</i> – максимальная взлётная масса в 1000 кг	0÷0,57	0,57÷1,5	1,5÷8,618
Уровень шума в соответствии с п. 10.4b, дБА	70	78,71+35,7lg <i>MTOW</i>	85
Конкурентный уровень шума для однодвигательных ЛВС, дБА	64	72,71+35,7lg <i>MTOW</i>	79

Одной из актуальных задач аэроакустики винтовых БВС самолётного типа является разработка норм, ограничивающих предельно допустимые уровни шума на местности таких аппаратов. Нормы по шуму БВС на местности целесообразно разрабатывать по аналогии с нормами ИКАО для ЛВС. Разработка подобного рода нормативных документов требует выполнения множества экспериментальных исследований шума эксплуатируемых БВС и оценки степени их акустического совершенства.

С учётом рассмотренных выше подходов к нормированию шума на местности лёгких винтовых самолётов

(таблицы 2 и 3) аналогичным образом может быть предложен подход к нормированию уровней шума на местности винтовых БВС самолётного типа. Предлагаемая концепция нормирования шума на местности винтовых БВС самолётного типа с взлётной массой до 600 кг представлена в таблице 4. Константы от А до G зависят от взлётной массы и определяют максимальный суммарный уровень шума БВС в дБА. В первом приближении до получения базы данных акустических характеристик БВС можно принять константы C=18,5, E=35,7 и G=35,7.

Таблица 4 – Предлагаемая концепция нормирования шума на местности винтовых БВС самолетного типа с максимальной взлетной массой до 600 кг

<i>MTOW</i> – максимальная взлетная масса, кг	0÷2	2÷20	20÷150	150÷600
Суммарный по спектру уровень шума, дБА	A	B+Clg <i>MTOW</i>	D+Elg <i>MTOW</i>	F+Glg <i>MTOW</i>

Нормируемым по шуму на местности в данном случае является режим прямолинейного крейсерского полёта с максимальной скоростью на заданной высоте. Испытания выполняются при максимальной взлётной массе аппаратов. Единицей оценки шума на местности является скорректированный по шкале А стандартного шумомера максимальный суммарный уровень шума.

#### 4 Современные методы расчёта шума на местности

Структура расчётного метода оценки шума винтового ЛА представлена на

рисунке 3 как суперпозиции звуковых полей основных источников с учётом аэроакустических эффектов в реальных компоновках ЛА.

Оценка уровней отдельных спектральных составляющих и суммарных уровней шума винтового ЛА самолётного типа осуществляется как энергетическая сумма уровней шума винта (Лвинта), двигателя (Лдвигателя) и планера (Лпланера) с учетом корректирующей функции ( $\Delta L$ ), учитывающей аэроакустические эффекты при интеграции винтомоторной СУ в компоновке ЛА:

$$L_{ЛА} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_{винта}} + 10^{0,1L_{двигателя}} + 10^{0,1L_{планера}} \right) + \Delta L \quad (2)$$

где  $L_{\text{ЛА}}$  – суммарный уровень шума ЛА по спектру или в заданной полосе частот в метриках дБ или дБА.

При этом для расчёта шума изолированных источников – винтовой движитель, двигатель и планер – могут быть использованы различные методы.

В настоящее время широкое внимание уделяется численному моделированию шума различных типов винтовых движителей. Однако, существующее коммерческое программное обеспечение (ПО) неэффективно при решении такого рода задач [22], и заинтересованные организации: МАИ (НИУ), ФАУ «ЦАГИ», ИПМ им. М.В. Келдыша РАН и другие самостоятельно разрабатывают собственное ПО для корректной постановки численных аэроакустических экспериментов [23–25]. Плюсом численного моделирования является возможность учёта всех параметров, влияющих на уровни шума винтового движителя, включая установочные эффекты.

Среди широко используемых полуэмпирических методов расчёта шума воздушного винта стоит выделить метод, предложенный Самохиным В.Ф. [26]. Полуэмпирический метод получил развитие [27], в первую очередь, за счёт получения на базе выполненных исследований эмпирических коэффициентов пропорциональности и факторов направленности. Также в рамках модификации полуэмпирического метода предложено рассчитывать звуковую мощность первой гармоники шума вращения винта как суммы составляющих шума от аэродинамической нагрузки и вытеснения, а остальные гармоники в спектре оценивать с учётом уменьшения интенсивности шума гармоник с частотой согласно предложенной асимптотической зависимости.

Для оценки шума поршневого двигателя может быть использована эмпирическая модель [28], а для расчёта шума обтекания крыла и вихревого шума

воздушного винта может быть использована модель так называемого шума задней кромки, предположительно являющегося доминирующим источником широкополосного шума воздушного винта и шума обтекания крыла без выпущенной механизации [27].

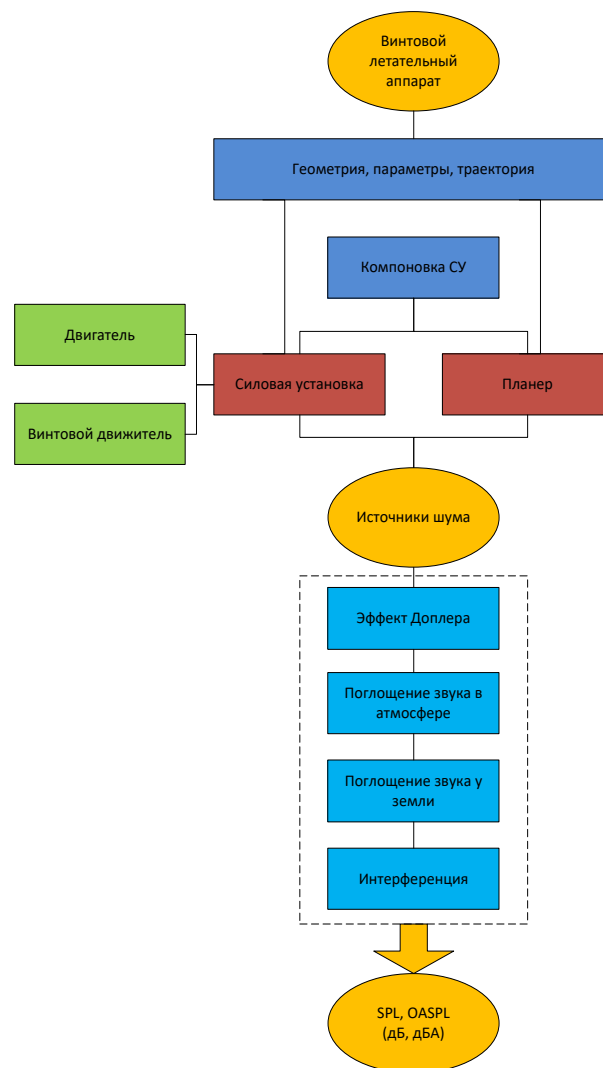


Рисунок 3. Структура расчётного метода оценки шума винтового ЛА на местности

В качестве примера оценки шума на местности на рисунке 4 представлено сравнение рассчитанного по предложенному методу и измеренного третьоктавных спектров уровней звукового давления (SPL) для направления максимума пролётного шума в дБА при пролёте самолета АН-2 с крейсерской скоростью 180 км/ч на высоте 100 м.

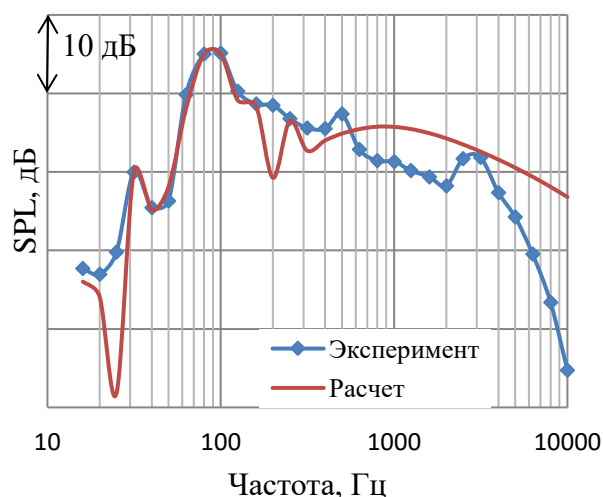


Рисунок 4 – Сравнение 1/3-октавных спектров уровней звукового давления, рассчитанных по предложенному методу и измеренных при пролете самолета АН-2 с крейсерской скоростью 180 км/ч на высоте 100 м (частота вращения коленвала 1800 об/мин)

Можно видеть хорошее согласование результатов расчёта с экспериментальными данными. Суммарный взвешенный по шкале стандартного шумомера уровень звукового давления в расчёте завышен на 2,7 дБА по сравнению с экспериментом. Данные результаты свидетельствуют о возможности эффективного применения метода оценки шума винтовых ЛА самолётного типа на различных этапах проектирования.

## 5 Заключение

Первая успешная модель генерации шума воздушным винтом была опубликована советским ученым Гутиным Л.Я. в 1936 году. Тем не менее, данное направление исследований остается актуальным и в настоящее время ввиду широкого применения винтовых БВС, проектирования самолётов короткого взлёта и посадки с распределённой силовой установкой, исследования возможности применения ТВВД на ближне- и среднемагистральных пассажирских самолётах, а также

электрических и гибридных силовых установок в малой и беспилотной авиации.

В рамках настоящей работы рассмотрена современная классификация источников шума винтовых ЛА самолётного типа с учётом аэроакустических эффектов, возникающих при интеграции СУ в компоновке ЛА. Сформулированы конкурентно необходимые уровни шума, на которые стоит ориентироваться при проектировании одно- и двухдвигательных ЛВС, а также предложен подход к нормированию шума винтовых БВС самолётного типа. Кратко рассмотрены современные методы прогнозирования шума винтовых ЛА самолётного типа на местности.

## Список использованных источников

- [1] Гутин Л.Я. О звуковом поле вращающегося винта // Журнал технической физики. 1936. Т.6. № 5. С. 899–909.
- [2] Юдин Е.Я. О вихревом шуме вращающихся стержней // Журнал технической физики. 1944. Т.12. № 9. С.561–567.
- [3] Barry F.W., Magliozzi B. Noise detectability prediction method for low tip speed propellers. Wright-Patterson AFB, Ohio, AFAPL-TR-71-37, 1971.
- [4] Hanson D.B. Compressible helicoidal surface theory for propeller aerodynamics and noise // AIAA Journal. 1983. Vol. 21. No. 6. pp. 881–889.
- [5] Мошков П.А., Самохин В.Ф., Яковлев А.А. Выбор критерия слышимости беспилотных летательных аппаратов с винтомоторной силовой установкой // Изв. вузов. Авиационная техника. 2018. № 2. С 3–9.
- [6] Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A. About the community noise problem of the light propeller aircraft, Akustika. 2019. Vol. 34. pp. 68–73.
- [7] Копьев В.Ф., Зайцев М.Ю., Величко С.А., Долотовский А.В., Шевяков В.И. Об определении аэродинамического шума основных элементов натурального самолета с использованием многомикрофонной антенны и алгоритмов бимформинга // Доклады Российской академии наук. Физика, технические науки. 2022. Т. 506. № 1. С. 68–81.
- [8] Дмитриев В.Г., Самохин В.Ф. Комплекс алгоритмов и программ для расчета шума самолетов на местности // Ученые записки ЦАГИ. 2014. Т. 45. № 2. С. 136–157.
- [9] Мошков П.А. Классификация источников шума легких винтовых самолетов на местности //

Научно-технический вестник Поволжья. 2015. № 4. С. 101–106.

[10] Мошков П.А. Акустические характеристики авиационных поршневых двигателей // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2020. № 4. С. 11–16.

[11] Ismagilov F.R., Varyukhin A.N., Vavilov V.E., Bekuzin V.I., Gusakov D.V. System Approach to Electric Machines Development for Aviation Hybrid Propulsion Systems under Economic Crisis // IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems. 2021. Vol. 57. No. 6. pp. 3768–3781.

[12] Adu-Gyamfi B.A., Good C. Electric aviation: A review of concepts and enabling technologies // Transportation Engineering. 2022. Vol. 9. No. 100134. DOI: 10.1016/j.treng.2022.100134

[13] Мошков П.А., Самохин В.Ф., Яковлев А.А. Проблемы снижения шума, создаваемого на местности самолетами с турбовинтовентиляторными двигателями // Изв. вузов. Авиационная техника. 2018. № 4. С. 126–128.

[14] Мошков П.А. Исследование шума обтекания крыла беспилотного воздушного судна // Изв. вузов. Авиационная техника. 2021. № 2. С. 63–69.

[15] Мошков П.А., Самохин В.Ф. Исследование влияния зазора между толкающим воздушным винтом и крылом на уровень шума легкого самолета на местности // Ученые записки ЦАГИ. 2016. Т. 47. № 6. С. 55–60.

[16] Дмитриев В.Г., Самохин В.Ф., Халецкий Ю.Д. Влияние технического прогресса на уровни шума силовых установок реактивных самолетов // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. 2019. № 4. С. 3–18.

[17] Копьев В.Ф. Традиции и перспективы акустических исследований в ЦАГИ // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. 2018. № 11. С. 60–69.

[18] Денисов С.Л., Остриков Н.Н., Гранич В.Ю. Проблемы снижения шума авиационных силовых установок с помощью эффекта экранирования // Акустический журнал. 2021. Т. 67. № 3. С. 298–302.

[19] Дмитриев В.Г., Самохин В.Ф., Мошков П.А. Акустика легких винтовых самолетов // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. 2022. № 3. С. 3–12.

[20] Мошков П.А., Самохин В.Ф. Проблемы проектирования легких винтовых самолетов с учетом требований по шуму на местности // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 1. С. 19–34.

[21] Международные стандарты и Рекомендуемая практика. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Охрана окружающей среды. Т. 1. Авиационный шум. Изд. 7, 2014.

[22] HERNICZEK M.K., FESZTY D., MESLIOUI S., PARK J. Applicability of Early Acoustic Theory for Modern Propeller Design // 23rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. No. AIAA 2017-3865. DOI: 10.2514/6.2017-3865

[23] Timushev S., Yakovlev A., Moshkov P. Numerical simulation of the light aircraft propeller noise under static condition // Akustika. 2021. Vol. 41. pp. 100–106.

[24] Bobkov V.G., Kozubskaya T.K., Kudryavtseva L.N., Tsvetkova V.O. Hybrid dynamic mesh redistribution – immersed boundary method for acoustic simulation of flow around a propeller // Supercomputing Frontiers and Innovations. 2022. Vol. 9. No. 4. pp. 69–84. DOI: 10.14529/jsfi220407

[25] Копьев В.Ф., Титарев В.А., Беляев И.В. Разработка методологии расчета шума винтов с использованием суперкомпьютеров // Ученые записки ЦАГИ. 2014. Т. XLV. №2. С. 78–106.

[26] Самохин В.Ф. Полуэмпирический метод прогноза шума воздушного винта // Инженерно-физический журнал. 2012. Т. 85. № 5. С. 1064–1072.

[27] Мошков П.А., Самохин В.Ф. Интегральная модель шума винтомоторной силовой установки // Инженерно-физический журнал. 2018. Т. 91. № 2. С. 353–360.

[28] Мошков П.А. Эмпирический метод прогноза шума авиационных поршневых двигателей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2016. Т. 15. № 2. С. 152–161. DOI: 10.18287/2412-7329-2016-15-2-152-161

**MODERN PROBLEMS OF AEROACOUSTICS OF  
PROPELLER-DRIVEN FIXED-WING AIRCRAFTS**

**M.A. Pogosyan,  
P.A. Moshkov**

Moscow Aviation Institute  
(National Research University)

Volokolamskoye shosse, 4, Moscow,  
125993, Russian Federation

moshkov89@bk.ru

*The modern classification of noise sources of propeller-driven fixed-wing aircraft is considered. Competitive community noise levels for single- and twin-engine for the projected light propeller-driven aircraft are formulated. An approach to community noise regulation of propeller-driven fixed-wing unmanned aerial vehicles is proposed. Modern approaches to assessing the community noise of propeller-driven fixed-wing aircraft are considered.*

**Keywords:** *aeroacoustics; community noise; light propeller-driven aircrafts; unmanned aerial vehicles; propeller noise*

## References

- [1] Gutin L.Ya. About the sound field of a rotating propeller. Journal of Technical Physics. 1936. vol.6. no. 5. pp. 899–909. (in Russian)
- [2] Yudin E.Ya. On vortex noise of rotating rods. Journal of Technical Physics. 1944. vol.12. no. 9. pp.561–567. (in Russian)
- [3] Barry F.W., Magliozzi B. Noise detectability prediction method for low tip speed propellers. Wright-Patterson AFB, Ohio, AFAPL-TR-71-37, 1971.
- [4] Hanson D.B. Compressible helicoidal surface theory for propeller aerodynamics and noise. AIAA Journal. 1983. Vol. 21. No. 6. pp. 881–889.
- [5] Moshkov P.A., Samokhin V.F., Yakovlev A.A. Selection of an audibility criterion for propeller driven unmanned aerial vehicle. Russian Aeronautics. 2018. vol. 61. no 2. pp. 149-155.
- [6] Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A. About the community noise problem of the light propeller aircraft, Akustika. 2019. Vol. 34. pp. 68–73.
- [7] Kopyev V.F., Zaitsev M.Yu., Velichko S.A., Dolotovskiy A.V., Shevyakov V.I. On determining the aerodynamic noise of the main elements of a full-scale aircraft using a multimicrophone antenna and beamforming algorithms. Reports of the Russian Academy of Sciences. Physics, technical sciences. 2022. Vol. 506. No. 1. pp. 68-81. (in Russian)
- [8] Dmitriev V.G. Samokhin V.F. Complex of algorithms and programs for calculating aircraft community noise. TsAGI Science Journal. 2014. vol. 45. vol. 2. pp. 136–157. (in Russian)
- [9] Moshkov P.A. Classification of community noise source by light propeller aircrafts. Scientific and technical Volga region bulletin. 2015. no 4. pp. 101-106. (in Russian)
- [10] Moshkov P.A. Acoustic characteristics of aircraft piston engines. Russian Aeronautics. 2020. vol. 63. no. 4. pp. 568-574.
- [11] Ismagilov F.R., Varyukhin A.N., Vavilov V.E., Bekuzin V.I., Gusakov D.V. System Approach to Electric Machines Development for Aviation Hybrid Propulsion Systems under Economic Crisis. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems. 2021. vol. 57. no. 6. pp. 3768–3781.
- [12] Adu-Gyamfi B.A., Good C. Electric aviation: A review of concepts and enabling technologies. Transportation Engineering. 2022. vol. 9. no. 100134. DOI: 10.1016/j.treng.2022.100134
- [13] Moshkov P.A., Samokhin V.F., Yakovlev A.A. Problem of the community noise reduction for aircraft with open rotor engines. Russian Aeronautics. 2018. vol. 61. no 4. pp. 647-650.
- [14] Moshkov P.A. Study of the wing noise of an unmanned aerial vehicle. Russian Aeronautics. 2021. vol. 64. no. 2. pp. 240-247.
- [15] Moshkov P.A., Samokhin V.F. Investigation of the effect of the gap between the pusher propeller and the wing on the community noise level of a light aircraft. TsAGI Science Journal. 2016. vol. 47. no. 6. pp. 55-60.
- [16] Dmitriev V.G., Samokhin V.F., Khaletskii Yu.D. Effect of technical progress on the airplane noise. Polet. 2019. no. 4. pp. 3-18. (in Russian)
- [17] Kopiev V.F. The main milestones in the development of acoustic department of TsAGI are considered. Polet. 2018. no. 11. pp. 60-69. (in Russian)
- [18] Denisov S.L., Ostrikov N.N., Granich V.Y. Problems of aviation power plants noise reduction by means of shielding effect. Acoustical Physics. 2021. vol. 67. no. 3. pp. 293-297.

- [19] Dmitriev V.G., Samokhin V.F., Moshkov P.A. Acoustics of light propeller-driven aircraft. Polet. 2022. no 3. pp. 3-12. (in Russian)
- [20] Moshkov P.A., Samokhin V.F. Problems of light propeller-driven airplane design with regard to community noise requirements. Aerospace MAI Journal. 2021. vol. 28. no 1. pp. 19–34. (in Russian)
- [21] Environmental Protection. Annex 16 to the Convention on International Civil Aviation, Montreal. Canada. ICAO. 2011. Vol. 1 Aircraft Noise. 227 p.
- [22] Herniczek M.K., Feszty D., Meslioui S., Park J. Applicability of Early Acoustic Theory for Modern Propeller Design. 23rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. No. AIAA 2017-3865. DOI: 10.2514/6.2017-3865
- [23] Timushev S., Yakovlev A., Moshkov P. Numerical simulation of the light aircraft propeller noise under static condition. Akustika. 2021. vol. 41. pp. 100-106.
- [24] Bobkov V.G., Kozubskaya T.K., Kudryavtseva L.N., Tsvetkova V.O. Hybrid dynamic mesh redistribution – immersed boundary method for acoustic simulation of flow around a propeller. Supercomputing Frontiers and Innovations. 2022. Vol. 9. No. 4. pp. 69–84. DOI: 10.14529/jsfi220407
- [25] Kopiev V.F., Titarev V.A., Belyaev I.V. Development of a methodology for propeller noise calculation on high-performance computer. TsAGI Science Journal. 2014. V. 45. No. 3-4. pp. 293-327. DOI: 10.1615/TsAGISciJ.2014011857
- [26] Samokhin V.F. Semiempirical method for estimating the noise of a propeller. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2012. vol. 85. no 5. pp. 1157-1166.
- [27] Moshkov P.A., Samokhin V.F. Integral model of noise of an engine-propeller power plant. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2018. vol. 91. no 2. pp. 332-338.
- [28] Moshkov P.A. Empirical method of predicting aviation piston engine noise. Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2016. vol. 15. no. 2. pp. 152-161. DOI: 10.18287/2412-7329-2016-15-2-152-161 (in Russian)

## РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ

Зайка А.В.,  
Иголкин А.А.,  
Решетов В.М.,  
Сафин А.И.,  
Сафина И.И.

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва  
(Самарский университет)

Московское шоссе, д. 34,  
г. Самара, 443086,  
Российская Федерация

antiox08@mail.ru

Одной из основных проблем пневматических систем был и остается повышенный уровень шума, побочным результатом которого являются вибрации. Акустические и механические процессы негативно воздействуют на персонал, окружающую среду и трубопроводные системы. Для снижения негативных эффектов используются глушители различной конструкции. В статье представлен модернизированный пневматический глушитель высокого давления, а также проведенные первичные испытания. В результате была получена акустическая эффективность 41,2 дБС и 44 дБА.

**Ключевые слова:** глушитель шума; шумовое давление; вибрационное давление

### 1 Введение

В настоящее время одной из основных проблем в пневматических системах является повышенный уровень шума. Он может негативно воздействовать на обслуживающий персонал, окружающую среду. Шум пневмосистем возникает в результате сброса отработанного сжатого воздуха в атмосферу. Для снижения уровня шума и защиты внутренних деталей распределителей используют глушители шума. Выбор типа глушителя зависит от: частотного диапазона и требуемой величины снижения уровня шума, характеристик спектра шума источника, геометрических и режимных параметров источника шума, допустимого аэродинамического сопротивления, стоимости глушителя.

Глушители обычно подразделяются на абсорбционные (активные) и реактивные (рисунок 1).

Первые содержат звукопоглощающий материал – в них происходит поглощение звуковой энергии; вторые не содержат такого материала, звуковая энергия в них отражается обратно к источнику шума. Такое подразделение весьма условно, поскольку в каждом глушителе звуковая энергия и поглощается, и отражается, только в разных соотношениях.

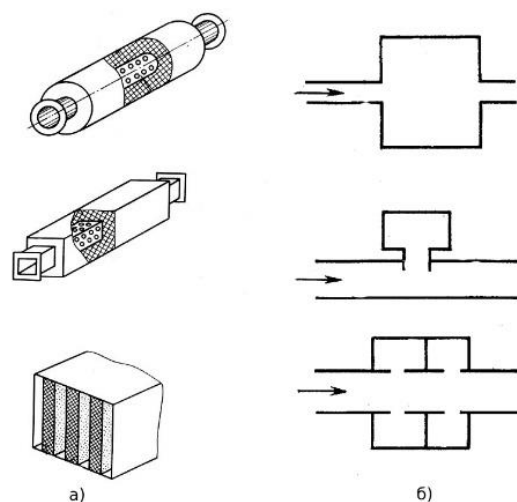


Рисунок 1. Типы глушителей  
а - абсорбционный; б – реактивный

Абсорбционные глушители обеспечивают необходимое снижение шума в широком диапазоне частот при небольшом аэродинамическом сопротивлении, поэтому они нашли широкое применение в вентиляционных, компрессорных, газотурбинных установках, на стендах испытания двигателей.

Материалы, используемые для установки в активный глушитель, обладают благоприятными свойствами для подавления шума. К таким материалам относятся:



пористый алюминий, спечённая бронза, минеральная вата, полипропилен.

В качестве основного материала шумопоглощения был выбран полипропиленовый глушитель, т.к. он способен выдерживать давления свыше 4МПа, имеет различные характеристики (пористость, диаметр, длина), относительно низкая стоимость.

## 2 Разработка конструкции глушителя

Разработка конструкции глушителя происходила в несколько этапов:

- выбор звукопоглощающего устройства;
- разработка конструкции обечайки;
- разработка фланца;
- разработка крышки.

Была выбрана следующая конструкция глушителя (рисунок 2).

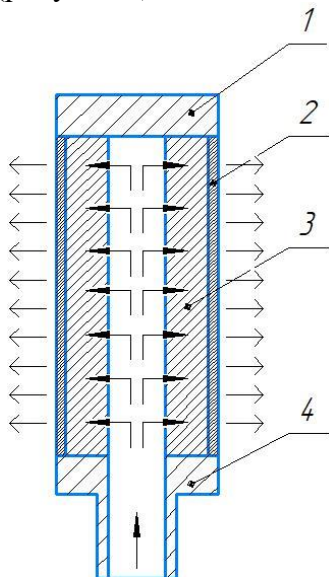


Рисунок 2. Структурная схема глушителя  
1 – крышка; 2 – обечайка; 3 – звукопоглощающий материал; 4 – фланец

Конструкция глушителя в первую очередь зависит от характеристик звукопоглощающего материала. В качестве основного материала был использован полипропиленовый фильтрующий картридж с разной плотностью волокон (рисунок 3), т.к. он выдерживает высокое давление и широко представлен на рынке. Его длина

равна 254 мм, диаметр 60 мм, а пористость составляет 50 мкм.

Следующим этапом необходимо подобрать обечайку. Она служит для защиты звукопоглощающего устройства от разрушения, а при степени перфорации больше 50% – для звукопоглощения.

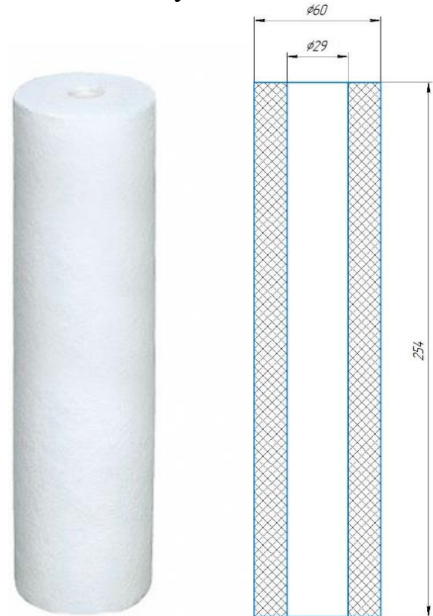


Рисунок 3. Полипропиленовый элемент

Форма перфорации несущественно влияет на характеристики глушителя, поэтому, основываясь на имеющихся на рынке комплектующих, было принято решение, что наиболее оптимальны значения у типа перфорации «Rv 4.0-6.0», т.е. круглые ячейки диаметром 4 мм, расположенные рядами на расстоянии 6 мм. (рисунок 4).

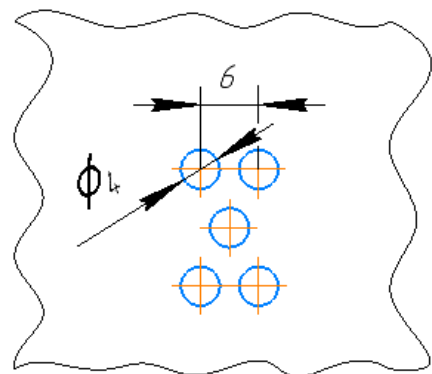


Рисунок 4. Общий вид перфорации с характеристиками Rv 4.0-6.0

Обечайка представляет собой перфорированную цилиндрическую трубу из

перфорированного листа, где степень перфорации больше 50%. Его геометрические характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1. Характеристики обечайки

Днар, мм	двн, мм	L, мм	Размеры	Площадь перфорации
61	60	254	Rv 4.0-6.0	10,08

Для установки фланцев к обечайке с двух сторон привариваются одинаковые резьбовые участки для присоединения фланца и крышки. Так как обечайка испытывает динамическую нагрузку от выхлопа и является элементом защиты для звукопоглощающего материала, её толщина подбиралась с учётом прочности и составила 1 мм.

Присоединительный размер входного фланца к распределителю G 1,25". Гладкая поверхность проходного канала и отсутствие препятствий в виде дополнительных сетчатых отверстий позволяют минимизировать уровень шума и уменьшить противодавление. Толщина стенки фланца равна 10 мм, что позволяет выдерживать нагрузки при давлении свыше 4 МПа.

И последний этап разработки конструкции состоял в модернизации крышки. Крышка необходима для закрепления и сохранения целостности звукопоглощающего элемента в конструкции глушителя. Толщина стенки крышки 10 мм позволяет выдержать давление свыше 4 МПа. Резьбовое соединение между крышкой и обечайкой позволяет упростить замену звукопоглощающего элемента в глушителе.

На основе расчётов была построена объёмная модель глушителя, полученная с использованием программы Компас-3D и изготовлен прототип для проведения серии опытов (рисунок 5).

Испытания проводились при давлении 4 МПа, точка измеряемого уровня звукового давления (УЗД) располагалась на расстоянии 1 м от источника шума, объём камеры для испытаний равен 30 м<sup>3</sup>.

Для получения акустической эффективности глушителя необходимо знать уровни звука  $LpC_{peak}$ ,  $LpA_{Imp\ max}$ , т.к. они нормируются СанПиН 1.2.3685-21. Эти параметры можно получить и в свободном поле, и в реверберационной камере. С целью определения уровней звуковых характеристик в лабораторных условиях испытания проводились с использованием шумомера Экофизика российского производителя Октава-ЭлектронДизайн.



Рисунок 5. 3D-модель и итоговая конфигурация глушителя в сборке

Для замера уровня шума использовались микрофонные капсулы ВМК-402А с частотным диапазоном 8 Гц – 20 кГц, с максимальным измеренным УЗД 170 дБ.

Для эффективных конструкций глушителей шума проводилось:

- 1) Сравнительное испытание образцов известных фирм (рисунок 6):
  - Пористый алюминий, производитель ООО «Композиционные материалы»;
  - «SMC пневматик» производитель глушителей высокого давления Японии и другие.
- 2) Определение эффективности глушителя:

$$\Delta L = LpC_{\text{без глуш.}} - LpC_{\text{гл}}$$

$$\Delta L = LpA_{\text{Imp без глуш.}} - LpA_{\text{Imp гл}},$$

где  $LpC_{\text{без глуш.}}$ ,  $LpC_{\text{гл}}$  - скорректированный по частотной характеристике  $C$  шумомера уровень звука излучения без и с глушителем соответственно;  $LpA_{\text{Imp без глуш.}}$ ,  $LpA_{\text{Imp гл}}$

корректированный по частотной характеристике  $A$  шумомера максимальный уровень звука излучения без и с глушителем соответственно.



Рисунок 6. Внешний вид испытуемых глушителей

В результате проведённых испытаний с различными видами глушителей шума были получены следующие данные (рисунки 7, 8).

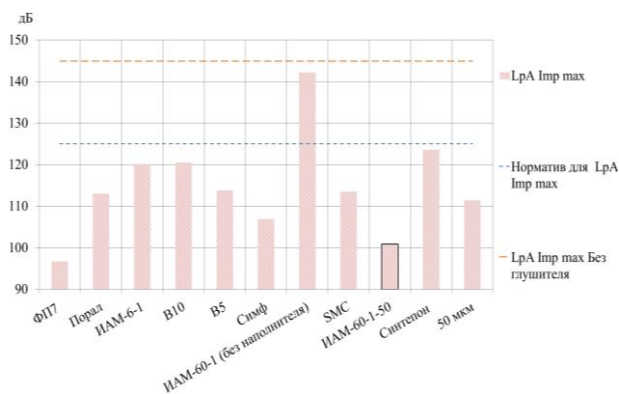


Рисунок 7. Результаты испытаний глушителя для характеристики  $L_pA \text{ Imp max}$

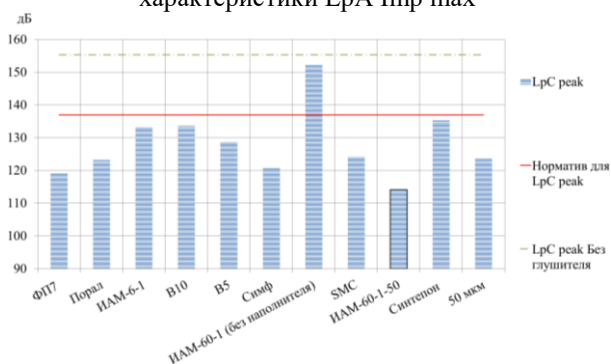


Рисунок 8. Результаты испытаний глушителя для характеристики  $L_pC \text{ peak}$

Из графиков видно, что наибольшая акустическая эффективность у конструкции ИАМ-60-1-50 (41,2 дБС и 44 дБА). Данные показатели превосходят уже существующие аналоги глушителей шума.

### 3 Заключение

Был разработан и изготовлен опытный образец глушителя шума ИАМ-60-1-50. Проведены сравнительные испытания различных конструкций на модернизированном стенде для оценки акустической эффективности глушителей шума на основе пористых материалов. Глушитель шума ИАМ-60-1-50 показал высокую акустическую эффективность 41,2 дБС и 44 дБА. Данные значения превосходят показатели уже существующих аналогов глушителей шума.

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России в области научной деятельности (Проект № FSSS-2023-0008).

### Список использованных источников

- [1] ГОСТ 25144 – 82. Пневмоглушители. Технические условия [Текст]. – М.:Изд-во стандартов, 1982. – 22 с.
- [2] Иванов Н. И. Основы виброакустики [Текст] / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – СПб: Политехник, 2000. – 428 с.
- [3] СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания [Электронный ресурс]: введен постановл. Главного государственного санитарного врача РФ от 28.01.2021 №2: дата введения 01.03.2021. – URL: [http://www.consultant.ru/document/cons\\_doc\\_LAW\\_375839/fa69e15a74de57cbe09d347462434c11fcfeeac](http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_375839/fa69e15a74de57cbe09d347462434c11fcfeeac) (дата обращения: 01.12.2022).
- [4] J.Li., Study on acoustical properties of sintered bronze porous material for transient exhaust noise of pneumatic system / J. Li, S. Zhao K. Ishihara// Journal of Sound and Vibration. -2013 -Vol. 332. -11. -P. 2721-2734

A.V. Zaika,  
A.A. Igolkin,  
V.M. Reshetov,  
A.I. Safin,  
I.I. Safina

**DESIGN DEVELOPMENT OF A HIGH-PRESSURE  
PNEUMATIC NOISE MUFFLER AND  
INVESTIGATION OF ITS EFFECTIVENESS**

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,  
443086, Russian Federation

antiox08@mail.ru

*One of the main problems of pneumatic systems has been and remains an increased noise level, the side result of which is vibrations. Acoustic and mechanical processes negatively affect personnel, the environment and pipeline systems. Silencers of various designs are used to reduce the negative effects. The article presents an upgraded high-pressure pneumatic silencer, as well as the initial tests carried out. As a result, the acoustic efficiency of 41.2 dBS and 44 dBA was obtained.*

**Keywords:** muffler noise; noise pressure; vibration pressure

## References

- [1] GOST 25144 – 82. Pneumatic silencers. Technical conditions [Text]. – M.: Publishing House of Standards, 1982. – 22 p.
- [2] Ivanov N. I. Fundamentals of vibroacoustics [Text] / N.I. Ivanov, A.S. Nikiforov. – St. Petersburg: Polytechnic, 2000. – 428 p.
- [3] SanPiN 1.2.3685-21. Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans [Electronic resource]: a decree has been introduced. Chief State Sanitary Doctor of the Russian Federation from 28.01.2021 № 2: date of introduction 01.03.2021. – URL:[http://www.consultant.ru/document/cons\\_doc\\_LAW\\_375839/fa69e15a74de57cbe09d347462434c11fcfeeaca](http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_375839/fa69e15a74de57cbe09d347462434c11fcfeeaca) (accessed: 01.12.2022).
- [4] J.Li., Study on acoustical properties of sintered bronze porous material for transient exhaust noise of pneumatic system / J. Li, S. Zhao K. Ishihara// Journal of Sound and Vibration. -2013 -Vol. 332. -11. -P. 2721-2734

## ПРИМЕНЕНИЕ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН С РАССТРОЙКОЙ ПАРАМЕТРОВ

Жужукин А.И.,  
Непешин К.Г.

ПАО «ОДК-Кузнецов»

Заводское шоссе, 29, г. Самара,  
443009, Российская Федерация

kg.nepeshin@uec-kuznetsov.ru

*Проведены исследования колебаний рабочего колеса компрессора с применением метода цифровой спекл-интерферометрии. На примере диаметральной формы экспериментально обнаружено искажение гармонического закона распределения максимальных вибро смещений по окружности. Искажение формы колебаний зарегистрировано и при колебаниях колеса на одной из форм, принадлежащей к семейству с одной узловой окружностью. Экспериментально показано, что расстройка параметров может приводить к изменению не только дисковых форм колебаний колеса, но и форм колебаний отдельных лопаток, что усложняет трактовку результатов стендовых испытаний. На высоких частотах колебаний колеса выявлены локализованные формы, когда одна или несколько лопаток колеблются со значительно большими амплитудами по сравнению с остальными.*

**Ключевые слова:** колебания рабочих колёс; расстройка параметров рабочих колёс; искажение форм колебаний; локализация колебаний; цифровая спекл-интерферометрия

### 1 Введение

Работоспособность и ресурс любой турбомашинны во многом определяются прочностью и надёжностью рабочих колёс (РК), так как в процессе эксплуатации лопатки и диски подвергаются сильному вибрационному воздействию. Поэтому для предотвращения вибрационных дефектов РК на этапе доводки в первую очередь необходимо определить характер колебаний как диска, так и лопаточного венца на различных скоростях вращения ротора.

В последние десять-пятнадцать лет для исследования вибрационного состояния РК в большинстве случаев используется численный анализ с помощью метода конечных элементов. Так как конструкция РК турбомашинны обладает свойством циклической симметрии, при расчётах принято считать, что конструкция абсолютно симметрична, нарушения поворотной симметрии малы и влияют на результат несущественным образом. В

идеальном случае свободные изгибные колебания диска с  $n$  неподвижными относительно него узловыми диаметрами в полярных координатах описываются выражением [1]:

$$q(r, \varphi, t) = q(r) \cos n\varphi \cos pt, \quad (1)$$

где  $q(r, \varphi, t)$  – функция, описывающая поверхность перемещений колеблющегося диска в течение времени  $t$ ;  $\varphi$  – угловая координата;  $q(r)$  – распределение амплитуд перемещений по радиусу  $r$ ;  $p$  – частота колебаний.

Качественно такая же структура форм колебаний присуща любым конструкциям с поворотной симметрией и осесимметричным креплением, независимо от закона распределения толщины по радиусу.

Однако в реальных РК всегда присутствуют малые отличия лопаток друг от друга. Эти отличия называются расстройкой параметров (*mistuning*). Причинами такой расстройки могут быть

различия по массе и геометрии, вызванные допусками производства размеров лопаток и диска, неоднородностью характеристик используемых материалов, различными уровнями демпфирования в замках, а также технологическими несовершенствами при сборке колеса. Все эти отклонения носят случайный характер, что делает расчёт колебаний РК с учётом расстройки крайне затруднительным. Поэтому численные методы в основном используются для анализа влияния различных видов расстройки на формы колебаний и долговечность РК [2-4].

Между тем расстройка параметров является одним из основных факторов, который значительно влияет на характеристики колебаний, а также распределение напряжений как диска, так и лопаточного венца. Анализ вибрационного состояния облопаченных дисков без учёта расстройки параметров может привести к недооценке динамических напряжений [3]. В работе [5] приведена эмпирическая формула для определения максимального коэффициента увеличения амплитуды вызванного расстройкой параметров РК.

$$\gamma = \frac{A_{\text{расс(макс)}}}{A_{\text{без расс(макс)}}} = 0.5 \times (1 + \sqrt{N}), \quad (2)$$

где  $A_{\text{расс(макс)}}$  – максимум значения амплитуды колебаний рабочих колёс с расстройкой;  $A_{\text{без расс(макс)}}$  – максимум значения амплитуды колебаний рабочих колёс без расстройки;  $N$  – число лопаток в колесе.

Несмотря на то, что формула (2) даёт максимальное значение  $\gamma$ , некоторые авторы указывают, что на практике даже малая расстройка параметров может повлечь катастрофические изменения колебаний лопаток РК, так как амплитуды колебаний некоторых лопаток могут вырасти на сотни процентов [2, 6, 7].

В настоящее время основным методом определения вибрационных напряжений на лопатках турбомашин в рабочих

условиях является тензометрирование. Общеизвестно, что при тензометрировании количество каналов для измерения вибронапряжений на вращающихся элементах турбомшины всегда ограничено возможностями используемого токосъёмника. Вследствие этого из-за недостатка экспериментальных точек не всегда удаётся достоверно получить информацию о формах колебаний диска и лопаток. Места наклейки тензорезисторов на лопатках обычно выбирают по результатам экспериментальных исследований распределения напряжений по исследуемой форме, полученным в лабораторных условиях для изолированной лопатки [8], или на основе расчётных методов определения оптимального размещения тензорезисторов [9]. Следует отметить, что оба эти подхода справедливы в тех случаях, когда форма колебаний лопаток в составе колеса совпадает с формой колебаний изолированной лопатки.

Однако результаты численного анализа [10,11] и эксперимента [12] на модели РК показали значительное изменение классических форм колебаний, вызванное расстройкой параметров. Поэтому для получения более полной информации о колебаниях РК в некоторых случаях необходимо прибегать к дополнительным экспериментальным исследованиям. Вместе с тем с помощью широко применяемого в настоящее время дискретно-фазового метода проблема идентификации типа и форм колебаний до сих пор не решена [13]. В работах [13-15] авторы установили, что зарегистрированная предварительно на голографической установке информация о частотах и формах колебаний РК при отсутствии вращения является крайне полезной при сопоставлении с данными тензометрирования на различных частотах вращения, полученными при исследовании этого колеса на стенде в составе двигателя. Но сложности в автоматизации проведения голографического эксперимента и высокие

требования к виброизоляции оптической схемы во многом затрудняют использование голографической интерферометрии для исследования вибрационных характеристик РК и других конструкций турбомашин.

В данной работе используется цифровой спекл-интерферометрический метод, который обладая такими достоинствами голографической интерферометрии как панорамность и бесконтактность, менее трудоёмок. При этом требования к виброзащитённости оптической схемы значительно ниже. Цель работы — показать возможности спекл-интерферометрии при исследовании форм колебаний РК с расстройкой параметров.

## 2 Экспериментальные исследования и анализ

С помощью установки, описанной в [16], проведены исследования колебаний РК компрессора авиационного двигателя. Диаметр облопаченного диска порядка 900 мм, высота лопаток 120 мм. Лопаточный венец колеса состоит из 64 лопаток.

Как известно из [1], наибольшие напряжения консольно закреплённые в колесе лопатки испытывают при колебаниях по первой изгибной форме. Это происходит преимущественно при колебаниях РК по диаметральной форме без окружностей. На рисунках 1 и 3 представлены такие формы колебаний колеса, когда лопатки должны колебаться по основному тону. Предварительно замеренная парциальная частота колебаний изолированной лопатки по этой форме составила 404 Гц.

Лопатки на рисунке 1 видны со стороны корыта. Вследствие расстройки параметров колебаний число узловых диаметров выражено нечётко. Как отмечено в [17], для сильно искажённых форм число узловых диаметров является условным понятием. Оно даётся для

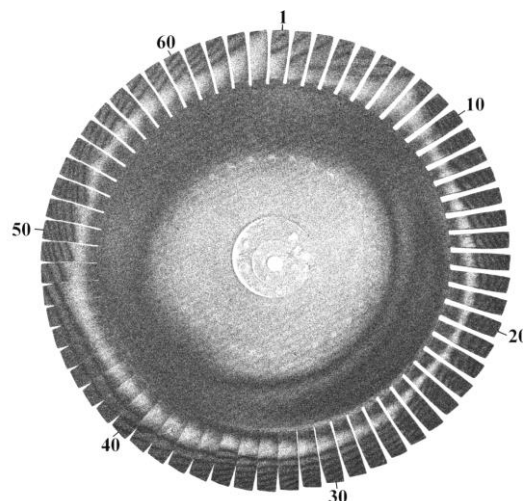


Рисунок 1. Диаметральная форма колебаний колеса компрессора на частоте 380 Гц

наименования формы и указывает лишь на ту форму исходной конструкции, из которой она трансформировалась. Форму колебаний РК, представленную на рисунке 1, можно отнести к случаю колебаний колеса с четырьмя узловыми диаметрами.

По спекл-интерферограмме, представленной на рисунке 1, вычислены амплитуды колебаний торца каждой лопатки со стороны входной кромки по формуле:

$$A_i = \frac{k_i}{4\pi} \lambda \quad (3)$$

где  $A_i$  — амплитуды колебаний точек поверхности лопатки в центре  $i$ - тёмной полосы;  $k_i$  — числовые значения корней функции Бесселя, они заранее известны:  $k_1 = 2.40$ ;  $k_2 = 5.52$ ;  $k_3 = 8.65$  и т.д.;  $\lambda$  — длина волны используемого лазерного излучения ( $\lambda = 532$  нм).

По полученным данным построен график окружного распределения максимальных вибросмещений торцов лопаток (рисунок 2), из которого видно, что при колебаниях колеса на частоте 380 Гц (рисунок 1) ввиду наличия расстройки параметров распределение максимальных вибросмещений по лопаткам сильно искажается и не соответствует формуле (1).

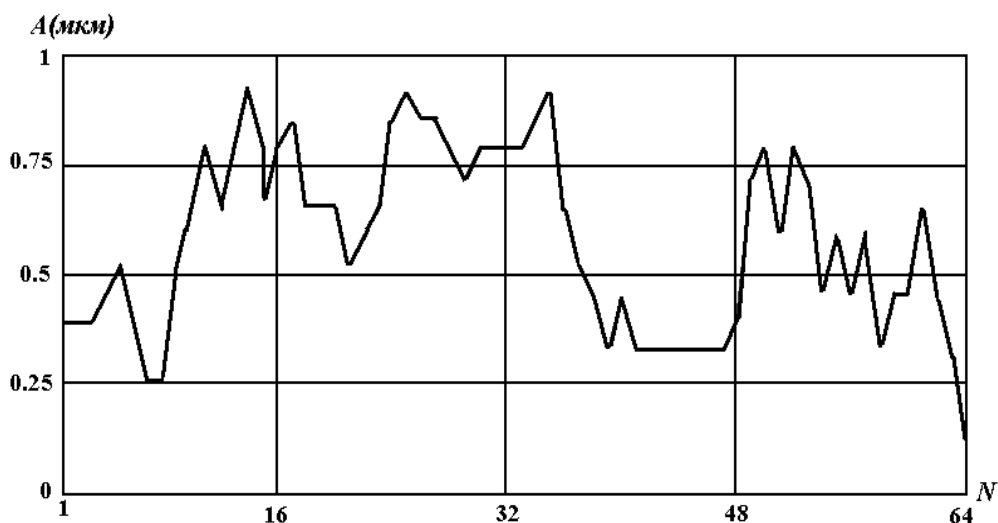


Рисунок 2. График максимальных вибросмещений торцов лопаток рабочего колеса компрессора при колебаниях на частоте 380 Гц

При колебаниях РК по диаметральной форме без окружностей на частоте 380 Гц распределение деформаций лопаточного венца носит негармонический характер, и, как следует из графика на рисунке 2, резонансные амплитуды на близкорасположенных лопатках могут отличаться в несколько раз. Необходимо учитывать, что в соответствии с исследованиями, выполненными в работе [18], при одном и том же наборе лопаток вид этого графика будет другим при изменении расположения лопаток в колесе во время сборки, так как общий окружной

разброс формируется как органически единое явление.

Для РК, имеющих относительно жёсткие диски и лопатки без дополнительных упругих связей между ними, характерна близость собственных частот, отвечающих различным  $n$ . При этом с увеличением  $n$  различие между соседними собственными частотами быстро убывает [1]. Предварительно выполненные численные расчёты собственных форм первого семейства исследуемого колеса частично это подтверждают (рисунок 3).

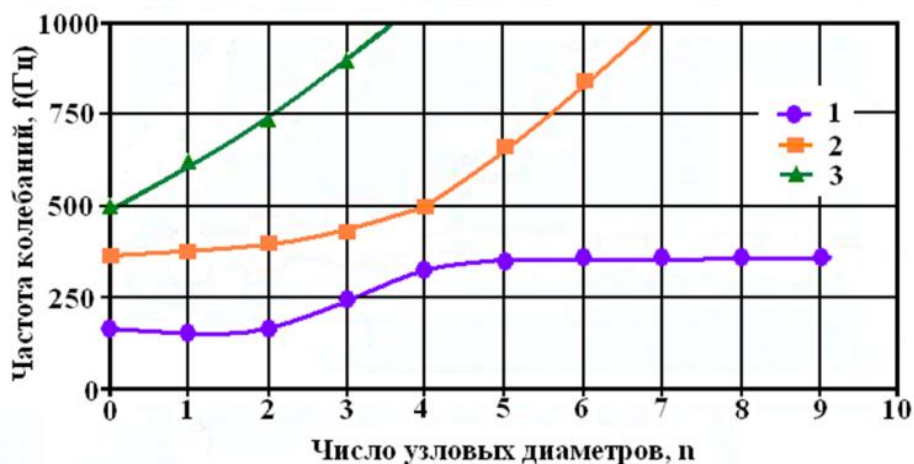


Рисунок 3. Спектр колебаний колеса компрессора: 1 – семейство диаметральных форм; 2,3 – семейства диаметральных форм с окружностями



В результате распределение максимальных вибросмещений по лопаткам в этом случае может быть связано ещё и с суперпозицией колебаний по некоторому числу собственных форм. В связи с этим искажение форм колебаний может происходить не только из-за технологических несовершенств при сборке колеса или при изготовлении

лопаток и диска, но и по причине суперпозиции колебаний по некоторому числу диаметральных форм с близкими собственными частотами. На рисунке 4 приведены формы колебаний этого колеса при незначительном изменении частоты возбуждения по сравнению с предыдущим примером.

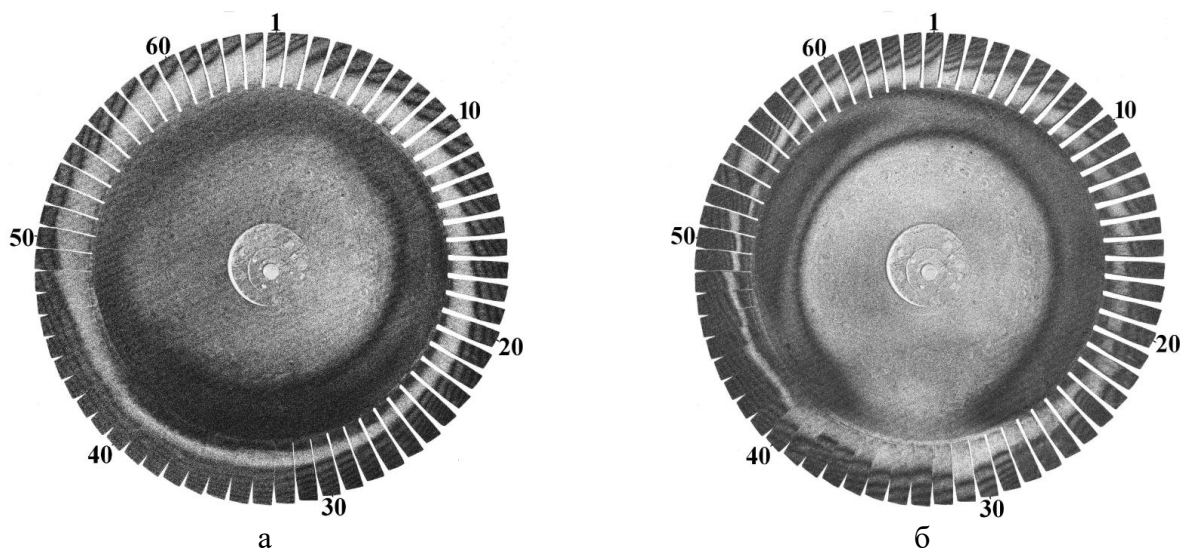


Рисунок 4. Колебания колеса компрессора по диаметральной форме на частотах: а – 377 Гц; б – 387 Гц

При уменьшении частоты возбуждения с 380 Гц до 377 Гц происходит некоторое изменение распределения амплитуд колебаний на лопатках (рисунок 1 и рисунок 4, а). Увеличение частоты возбуждения на 7 Гц приводит к кардинальному перераспределению максимальных вибросмещений всего лопаточного венца (рисунок 4, б). Экспериментально получить теоретическую форму колебаний с явно выраженными узловыми диаметрами в этих условиях затруднительно.

Расстройка колебаний исследуемого РК была обнаружена и при колебаниях по формам, принадлежащим к семейству с одной окружностью (рисунок 5).

Обе формы были получены при одном и том же уровне возбуждающего сигнала. При этом в обоих случаях присутствуют отклонения колебаний лопаточного венца от гармонического закона. Например, на

рисунок 5,а видно, что амплитуды колебаний соседних лопаток под номерами 19 и 20, 50 и 51, 51 и 52, а также 53 и 54 отличаются в несколько раз, что можно объяснить, прежде всего, расстройкой колебаний. То же самое можно обнаружить и на рисунке 5б. Соседние лопатки: 5, 6; 18, 19; 19, 20; 23, 24; 25, 26 колеблются с совершенно разными амплитудами. Кроме того, незначительное изменение частоты возбуждения (менее 1%) приводит к изменению расположения узловых линий на диске, вследствие чего происходит некоторое изменение колебаний лопаточного венца, в частности изменились амплитуды колебаний лопаток 38, 52, 54, 64.

В ходе дальнейших исследований расстройка параметров проявилась и на формах колебаний колеса, принадлежащих к семейству первой формы крутильных колебаний лопатки (рисунок 6).

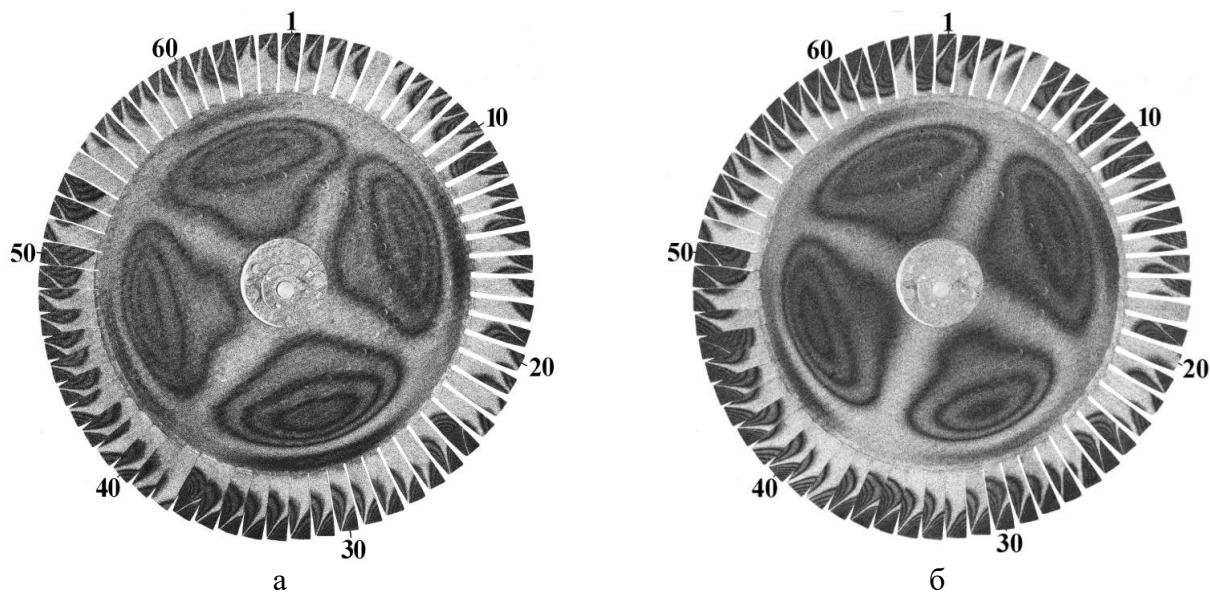


Рисунок 5. Колебания колеса компрессора по форме с двумя диаметрами и одной окружностью на частотах: а – 1247 Гц; б – 1254 Гц

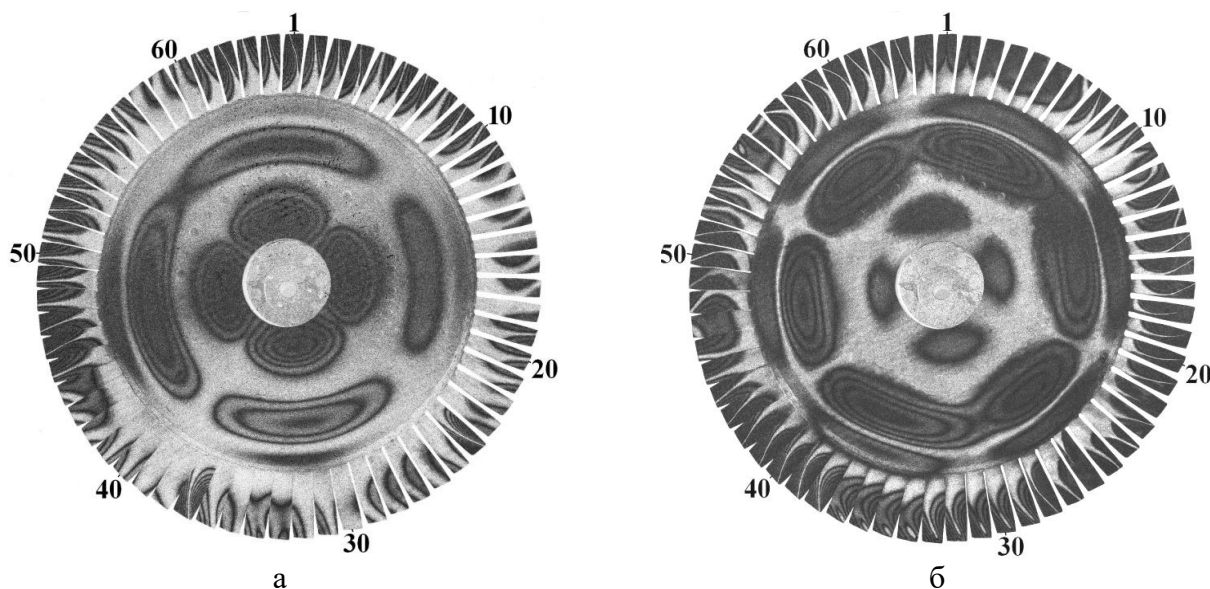


Рисунок 6. Колебания колеса компрессора по формам с двумя окружностями на частотах: а – 1584 Гц; б – 1661 Гц

При колебаниях РК по форме, показанной на рисунке 6,а образуются четыре полуволны деформаций ( $n = 2$ ). На каждом полуволновом участке (лопатки: 9 – 24; 25 – 39; 40 – 56; 57 – 8) распределение амплитуд колебаний лопаток разное. Наибольшие искажения колебаний на этой частоте наблюдаются на полуволне деформации от 25 лопатки по 39. Вместе с тем практически все лопатки совершают крутильные

колебания. На рисунке 6,б приведена форма колебаний колеса этого же семейства, но с шестью полуволнами деформации ( $n = 3$ ). В этом случае некоторые лопатки (например: 7, 12, 14, 47, 55, 56) совершают колебания не по крутильной форме, что противоречит численным расчётам и свидетельствует о высокой степени расстройки колебаний колеса на этой частоте. На рисунке 7 приведено сравнение крутильной формы

колебаний изолированной лопатки с колебаниями лопаток в составе колеса на примере фрагмента лопаточного венца с 7 лопатки по 14 при колебаниях РК по

форме, принадлежащей к семейству первой формы крутильных колебаний лопатки (рисунок 6, б).

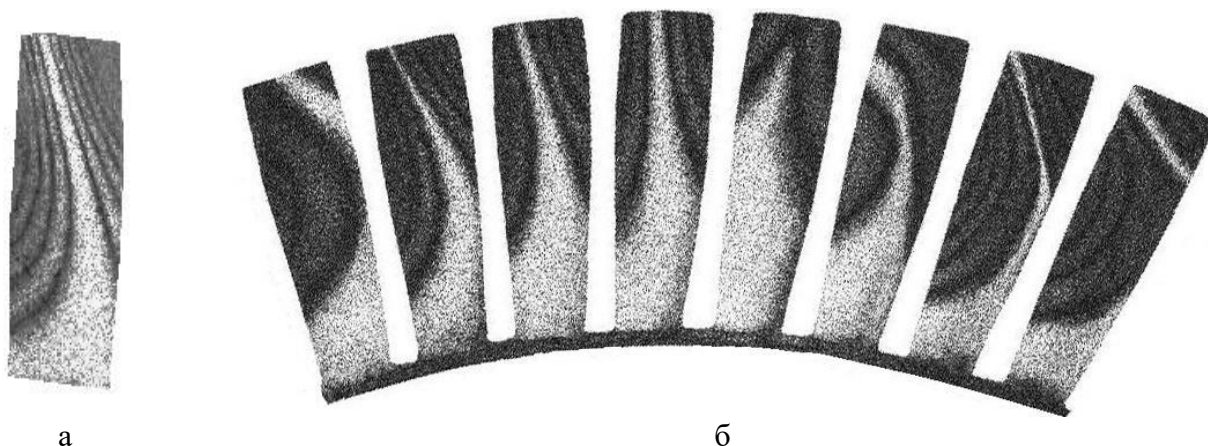


Рисунок 7. Колебания по крутильной форме: а – изолированной лопатки на частоте 1591 Гц; б – лопаток в составе колеса на частоте 1661 Гц

Из приведённого примера видно, что в составе колеса форма колебаний некоторых лопаток может сильно измениться, что неизбежно приведёт к перераспределению напряжений. В этом случае использование результатов распределения напряжений для изолированной лопатки, предварительно полученных в лабораторных условиях,

относительно крутильной формы некорректно. То же самое можно отнести и к фрагментам лопаточного венца 46 – 48, а также 55 – 57.

Увеличение расстройки колебаний исследуемого РК с ростом числа узловых диаметров было зарегистрировано и на более высоких частотах (рисунок 8).

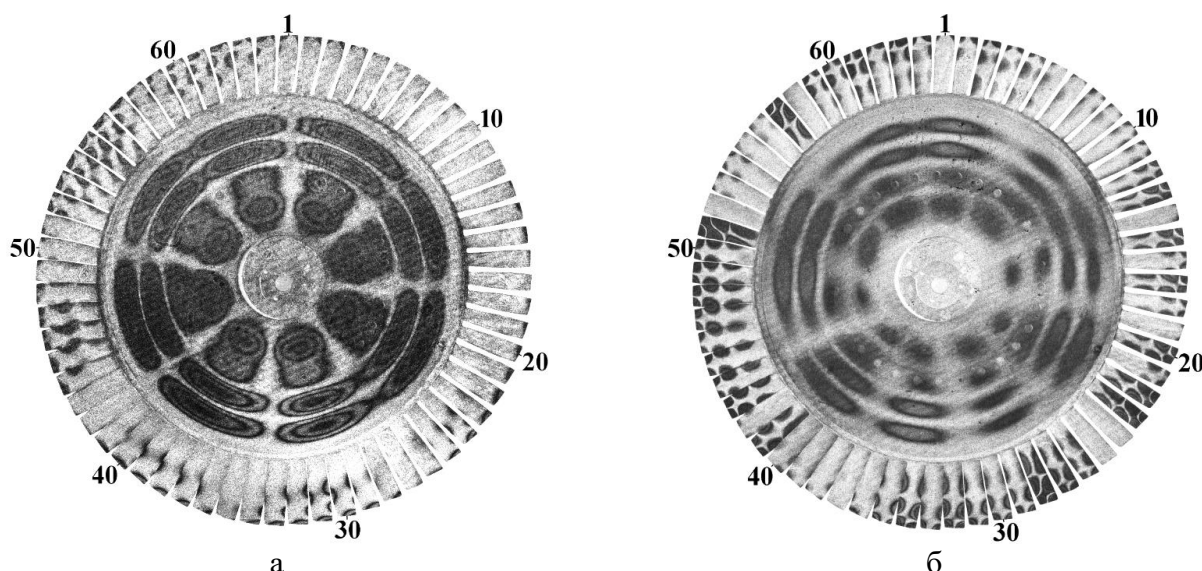


Рисунок 8. Колебания колеса компрессора по формам, относящимся к семейству третьей формы крутильных колебаний лопатки: а – 4531 Гц; б – 4970 Гц

На рисунке 8,а приведена форма колебаний колеса с  $n = 4$ , при этом лопатки колеблются по третьей крутильной форме. Ни в одном из восьми секторов, образованных четырьмя узловыми диаметрами, нет лопаток, амплитуды колебаний которых сильно отличались бы от близлежащих. Степень расстройки колебаний колеса на этой частоте небольшая. При  $n = 5$  (рисунок 8,б) лопатки 14, 20, 22, 23, 28, 41, 51, 57 колеблются со значительно большими амплитудами, следовательно, они испытывают и более высокие напряжения, чем соседние лопатки. При

тензометрировании датчики наклеиваются только на отдельные лопатки или несколько небольших секторов, что может привести к получению заниженных данных по напряжениям при возбуждении колебаний на этой частоте.

При большем числе диаметров искажение форм может усиливаться до такой степени, когда одна или несколько лопаток РК имеют максимальные амплитуды, а вибросмещения остальных имеют существенно меньшую величину (рисунок 9). Такие формы называются локализованными [6,17,19].

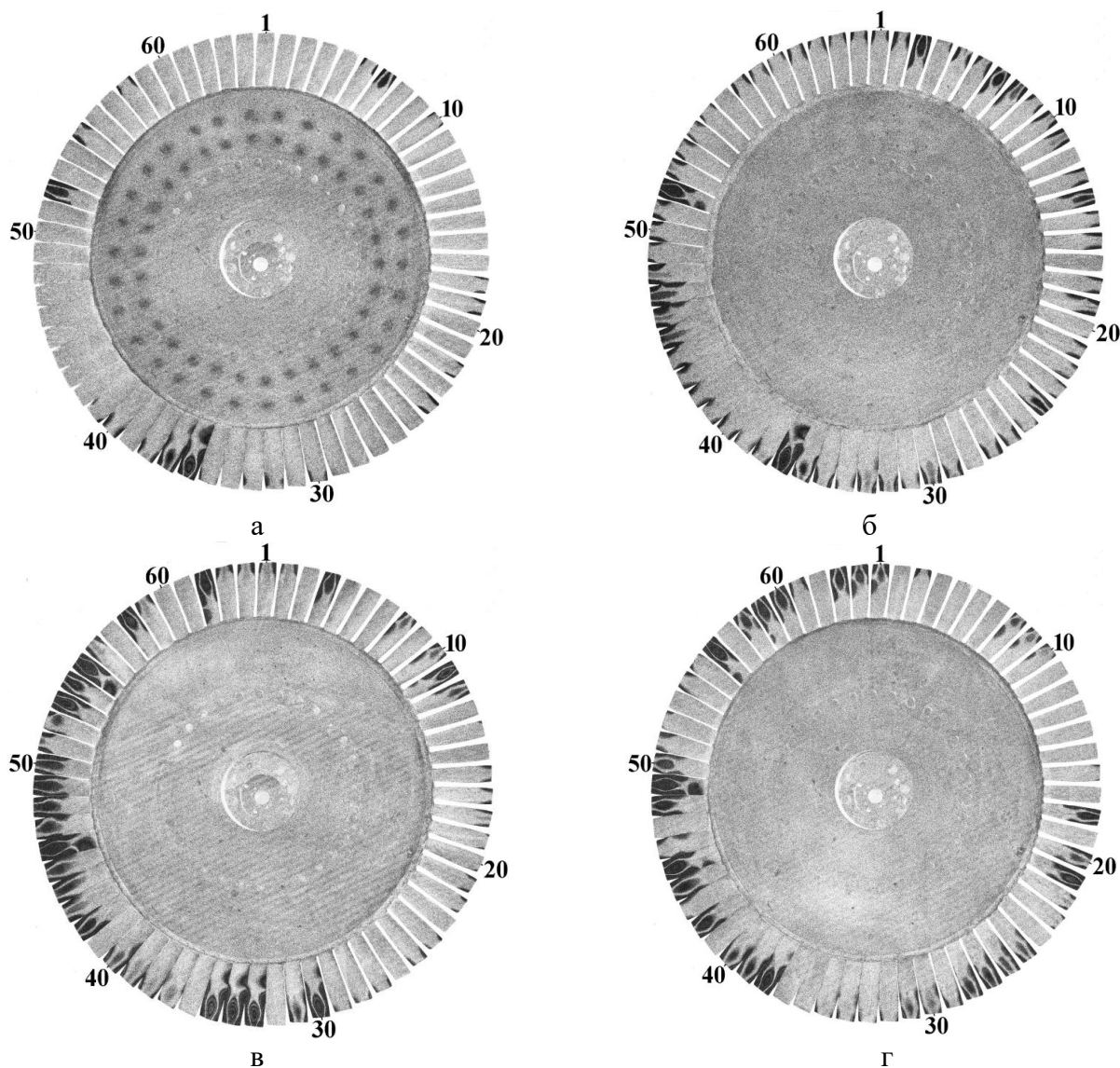


Рисунок 9. Колебания колеса компрессора по формам, относящимся к семейству пластинчатой формы колебаний лопатки: а – 6245 Гц; б – 6292 Гц; в – 6481 Гц; г – 6568 Гц

При колебаниях колеса на частоте 6245 Гц проявляются пятнадцать узловых диаметров (рисунок 9,а). В этом случае с наибольшей амплитудой колеблется лопатка 3,6. Вибросмещения остальных лопаток либо значительно меньше, либо даже ниже предела чувствительности спекл-интерферометра (в данном случае 0,10 мкм). Незначительное увеличение частоты возбуждения до 6292 Гц (рисунок 9,б), что составляет менее 1%, приводит к перераспределению амплитуд колебаний лопаточного венца и наибольшие колебания испытывают лопатки 3, 37, 53. Резкие выпадения амплитуд колебаний отдельных лопаток наблюдаются и на рисунках 9,в и 9,г. Причём каждый раз максимальные вибросмещения наблюдаются на разных лопатках. Это затрудняет получение достоверной информации при тензометрировании.

#### 4 Заключение

Для экспериментального исследования форм колебаний РК компрессора применена цифровая спекл-интерферометрическая установка, которая позволяет регистрировать не только дисковые формы, но и формы колебаний каждой лопатки, находящейся в составе колеса. В настоящее время это одно из самых эффективных и в то же время доступных средств исследования колебаний РК. В результате проведённых экспериментов установлено, что формы колебаний РК в реальности могут отличаться от теоретических представлений. Эти отличия вызваны прежде всего расстройкой колебаний, возникающей вследствие технологических несовершенств при изготовлении лопаток и диска, а также при сборке колеса. Другой причиной искажений форм колебаний для некоторых типов реальных РК может быть близость соседних собственных частот, что также приводит к перераспределению амплитуд колебаний лопаточного венца и формированию окружного разброса

напряжений на лопатках. На сложных формах колебаний исследуемого рабочего колеса зарегистрирована локализация колебаний, когда одна или несколько лопаток колеблются со значительно большей амплитудой, чем остальные. При незначительном изменении частоты с максимальной амплитудой начинает колебаться другая лопатка. Это создает трудности при получении достоверных данных о колебаниях лопаточного венца при тензометрировании и может привести к недооценке динамических напряжений. Поэтому в проблемных случаях необходимо предварительно провести дополнительные экспериментальные исследования колебаний РК на спекл-интерферометрической установке.

#### Список использованных источников

- [1] Иванов, В.П. Колебания рабочих колёс турбомашин/ В.П. Иванов. - М.: Машиностроение, 1983. - 224 с.
- [2] Репецкий, О.В. Численное исследование динамики и долговечности рабочих колёс турбомашин с расстройкой параметров/О.В. Репецкий, И.Н. Рыжиков, Нгуен Тьен Куэт//Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2017. №51. С. 39 – 50.
- [3] Нгуен Тьен Куэт. Математическое моделирование и программный комплекс для оценки влияния расстройки параметров рабочих колёс энергетических турбомашин на их долговечность. Дисс. ... канд. техн. наук. - Иркутск, 2018. - 153 с.
- [4] Рыжиков, И.Н. Программный комплекс для исследования колебаний рабочих колёс турбомашин с расстройкой параметров/ И.Н. Рыжиков // Молодёжный вестник ИрГТУ. 2021. Т.11. №2. С.14 – 18.
- [5] Whitehead, D.S. Effect of mistuning on the vibration of turbomachine blades induced by wakes/ D.S.Whitehead // Journal of mechanical engineering science. 1966. V. 8, no. 1, pp. 15–215.
- [6] Wei, S.T. Localization phenomena in Mistuned Assemblies with Cyclic Symmetry Part II: Forced Vibration/ S.T. Wei, C. Pierre // Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design. 1988. V. 110, no. 4, pp. 439-449.
- [7] Petrov, E.P. Search of the worst and best mistuning patterns for vibration amplitudes of bladed disks by the optimization methods using sensitivity coefficients/ E.P. Petrov, S.P. Iglin// Proceedings of the

1st ASSMO UK Conference. Engineering Design Optimization (UK, 1999). 1999. С. 303–310.

[8] Хориков, А.А. К вопросу об определении вибрационных напряжений при тензометрировании лопаток турбомашин/А.А. Хориков, С.С. Калачев, П.В. Волков// Вестник двигателестроения. 2006. №3. С.117 – 120.

[9] Пивоварова, М.П. Разработка расчетного метода определения оптимального размещения тензорезисторов и определение коэффициентов чувствительности форм колебаний/ М.П. Пивоварова, В.А. Бессчетнов // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2017. №50. С. 5 – 14.  
DOI: 10.15593/2224-9982/2017.50.01

[10] Рыжиков, И.Н. Влияние расстройки параметров на частоты и формы колебаний конструкций с поворотной симметрией./ И.Н. Рыжиков, Нгуен Тьен Куэт // Механика XXI века. 2015. №14. С. 29 – 33.

[11] Ермаков, А.И. Влияние связанности колебаний на собственные формы рабочего колеса с неидентичными лопатками/ А.И. Ермаков, А.В. Урлапкин, Д.Г. Федорченко// Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. №5(47). Ч. 3. С.76 – 81.

[12] Рыжиков, И.Н. Экспериментальные исследования расстройки параметров моделей рабочих колёс газотурбинных двигателей/ И.Н. Рыжиков // Вестник ИргТУ. 2014. №12. С. 53 – 57

[13] Селезнёв, В.Г. Анализ результатов исследования колебаний рабочих колёс турбомашин/ В.Г. Селезнёв, О.И. Ильинская, Ю.И.Павлов // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. №4(22). Т.1. С. 68 – 73.

[14] Селезнёв, В.Г. Особенности анализа результатов стендовых испытаний рабочих колёс

турбомашин/В.Г. Селезнёв, Ю.И. Павлов, О.И. Ильинская// Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2015. №1. С. 93 – 100.

[15] Селезнёв, В.Г. Голографическая интерферометрия и ротор-статорное взаимодействие при анализе колебаний рабочих колёс турбомашин/В.Г. Селезнёв, И.Ю. Головченко // Динамика и виброакустика. 2018. Т.4. №3. С. 26 – 30.

[16] Жужукин, А.И. Спекл-интерферометрическая установка для исследования частот и форм колебаний рабочих колёс турбомашин/А.И. Жужукин, К.Г. Непейн// Инженерный журнал: наука и инновации. 2022. Вып. 4.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2022-4-0000>

[17] Ермаков, А.И. Формирование разброса резонансных напряжений в рабочих колёсах с неидентичными лопатками и слабой связанностью колебаний/ А.И. Ермаков, А.В. Урлапкин, Д.Г. Федорченко// Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. №5(47). Ч.4, С. 9 – 13.

[18] Ewins, D. J. Resonant vibration levels of a mistuned bladed disk/ D. J. Ewins, Z.S. Han // Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design. 1984. V. 106, no. 2, pp. 211 - 217.

[19] Репецкий, О.В. Локализация колебаний рабочих колёс турбомашин с расстройкой параметров/О.В. Репецкий, Н.И. Рыжиков, А.В. Литин, Н.М. Лутаенко// Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. №1(21). С. 41 – 45.

**SPECKLE INTERFEROMETRY APPLICATION FOR INVESTIGATING THE EFFECT OF PARAMETER MISTUNING OF TURBOMACHINE ROTOR WHEELS ON THEIR NATURAL VIBRATIONS**

**A.I. Zhuzhukin,  
K.G. Nepein**

PJSC «UEC-Kuznetsov»

Zavodskoye Shosse Street 29,  
Samara, 443009, Russia

kg.nepein@uec-kuznetsov.ru

*Compressor rotor wheel vibrations have been investigated using the digital speckle interferometry method. The diametrical mode case study experimentally revealed harmonic distortion of the distribution of the displacement along the circumference. Vibration mode distortion was also registered at one of wheel oscillation modes belonging to the family with the same circumference. It has been experimentally shown that parameter mistuning may not only result in changing the wheel disk vibration modes, but also in that of individual blade vibration modes, which makes the interpretation of rig test results more complicated. The localized modes were revealed at high frequencies of the wheel vibrations, when vibration amplitudes of one or several blades significantly exceed those of the rest.*

**Keywords:** rotor wheel vibrations; parameter mistuning; distortion of vibration modes; localization of vibrations; digital speckle interferometry

## References

- [1] Ivanov, V.P. Kolebaniia rabochikh koles turbomashin [Vibrations of turbomachine rotor wheels]/V.P. Ivanov - Moscow, Mashinostroenie, 1983. - 224 p.
- [2] Repetsky, O.V. Chislennoe issledovanie dinamiki i dolgovechnosti rabochikh koles turbomashin s rasstroikoi parametrov/ O.V. Repetsky, I.N. Ryzhikov, Nguyen Tien Kuet // Vestnik Permskogo natsionalno-issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika. 2017, no. 51, pp. 39 – 50.
- [3] Nguyen Tien Kuet. Matematicheskoe modelirovanie i programmnyi kompleks dlia otsenki vliianiia rasstroiki parametrov rabochikh koles energeticheskikh turbomashin na ikh dolgovechnost. Dissertatsiia Cand. Tech. Sciences. - Irkutsk, 2018. -153 p.
- [4] Ryzhikov, I.N. Programmnyi complex dlia issledovaniia kolebaniy rabochikh koles turbomashin s rasstroikoi parametrov/ I.N. Ryzhikov // Molodezhnyi vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2021. V. 11, no. 2, pp. 14 - 18.
- [5] Whitehead, D.S. Effect of mistuning on the vibration of turbomachine blades induced by wakes/ D.S. Whitehead //Journal of mechanical engineering science. 1966. V. 8, no. 1, pp. 15–215.
- [6] Wei, S.T. Localization phenomena in Mistuned Assemblies with Cyclic SymmetryPart II: Forced Vibration/ S.T. Wei, C. Pierre // Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design. 1988. V. 110, no. 4, pp. 439-449.
- [7] Petrov, E.P. Search of the worst and best mistuning patterns for vibration amplitudes of bladed disks by the optimization methods using sensitivity coefficients/ E.P. Petrov, S.P. Iglin// Proceedings of the 1st ASSMO UK Conference. Engineering Design Optimization (UK, 1999). 1999. C. 303–310.
- [8] Khorikov, A.A. K voprosu ob opredelenii vibratsionnykh napriazhenii pri tenzometrirovanii lopatok turbomashin/ A.A. Khorikov, S.S. Kalachev, P.V. Volkov // Vestnik dvigatelestroeniia. 2006, no. 3, pp. 117 - 120.
- [9] Pivovarova, M.P. Razrabotka raschetnogo metoda opredeleniia optimalnogo razmeshcheniia tenzorezistorov i opredelenie koeffitsientov chuvstvitel'nosti form kolebaniy/ M.P. Pivovarova, V.A. Besschetnov // Vestnik Permskogo natsionalno-issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika. 2017, no. 50, p. 5 - 14.  
DOI: 10.15593/2224-9982/2017.50.01
- [10] Ryzhikov, I.N. Vliianie rasstroiki parametrov na chastoty i formy kolebaniy konstruksii s povorotnoi simmetriie/ I.N. Ryzhikov, Nguyen Tien Kuet // Mekhanika XXI veku. 2015, no. 14, pp. 29 - 33.
- [11] Ermakov, A.I. Vliianie svyazannosti kolebaniy na sobstvennyye formy rabocheho kolesa s neidentichnymi lopatkami/ A.I. Ermakov, A.V. Uralapkin, D.G. Fedorchenko //Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. 2014, no. 5 (47), part 3, pp. 76 - 81.
- [12] Ryzhikov, I.N. Eksperimentalnye issledovaniia rasstroiki parametrov modelei rabochikh koles gazoturbinnnykh dvigatelei/ I.N. Ryzhikov //Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2014, no. 12, pp. 53-57.

[13] Seleznev, V. G. Analiz rezultatov issledovaniia kolebanii rabochikh koles turbomashin/ V. G. Seleznev, O. I. Ilyinskaya, Yu. I. Pavlov// Izvestiia Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta "MAMI". 2014, no. 4 (22), V. 1, pp. 68-73.

[14] Seleznev, V.G. Osobennosti analiza rezultatov stendovykh ispytanii rabochikh koles turbomashin/ V.G. Seleznev, Yu.I. Pavlov, O.I. Ilyinskaya // Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Baubana. Ser. «Mashinostroenie». 2015, no. 1, pp. 93-100.

[15] Seleznev, V.G. Golograficheskaiia interferometriia i rotor statornoe vzaimodeistvie pri analize kolebanii rabochikh koles turbomashin/ V.G. Seleznev, I.Yu. Golovchenko // Dinamika i vibroakustika, 2018, V.4, no.3, pp. 26-30.

[16] Zhuzhukin, A.I. Spekinterferometricheskaiia ustanovka dlia issledovaniia chastot i form kolebanii rabochikh koles turbomashin/ A.I. Zhuzhukin, K.G. Nepein // Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii. 2022, issue 4.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2022-4-0000>

[17] Ermakov, A.I. Formirovanie razbrosa rezonansnykh napriazhenii v rabochikh kolesakh s neidentichnymi lopatkami i slaboi sviazannosti kolebanii/ A.I. Ermakov, A.V.Urlapkin, D.G. Fedorchenko D.G.//Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. 2014, no. 5 (47), part 4, pp. 9 - 13.

[18] Ewins, D. J. Resonant vibration levels of a mistuned bladed disk/ D. J. Ewins, Z.S. Han // Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design. 1984. V. 106, no. 2, pp. 211 - 217.

[19] Repetsky, O.V. Lokalizatsiia kolebanii rabochikh koles turbomashin s rasstroikoi parametrov/ O.V. Repetsky, I.N. Ryzhikov, A.V. Litin, N.M. Lutaenko // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie. 2009, no. 1 (21), pp. 41 - 45.



## ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗОНАНСНОГО МЕТОДА И МЕТОДА СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИЙ

Осипов М.Н.,  
Сергеев Р.Н.,  
Лимов М.Д.

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва  
(Самарский университет)

Московское шоссе, д. 34, г. Самара,  
443086, Российская Федерация

osipov7@yandex.ru,  
romansr@yandex.ru

*Экспериментальная отработка ракетно-космической техники является одним из самых сложных, трудоёмких и дорогостоящих этапов разработки и создания этих изделий. Современные методы разработки имеют тенденцию к снижению доли экспериментальных исследований и заменой их численным моделированием. Однако соответствие численной модели реальному объекту определяется исходными данными, поэтому полностью отказаться от проведения натурных испытаний изделий невозможно. Особое внимание при разработке и создании ракетно-космической техники уделяют вибрационному воздействию. Получение достоверных основных динамических характеристик изделия при вибрационных испытаниях чисто теоретическим путём практически невозможно. Так, коэффициенты демпфирования могут быть определены только экспериментально. В работе проведён анализ основных методов определения динамических характеристик и сделан выбор в пользу резонансного метода. Точность определения динамических характеристик резонансным методом зависит от точности построения резонансной кривой. В работе для построения резонансной кривой предлагается применить спекл-интерферометр, позволяющий одновременно фиксировать форму собственных колебаний и амплитуду, используя методы усреднения во времени и спекл-интерферометрию на одиночном спекле. Показано, что спекл-интерферометрия на одиночном спекле позволяет измерять амплитуды собственных колебаний в реальном времени и с высокой точностью - менее чем одна восьмая длины волны используемого лазерного излучения в спекл-интерферометре.*

*Данные обстоятельства особенно важны при разработке и создании космических аппаратов имеющих прецизионную аппаратуру.*

**Ключевые слова:** экспериментальные методы механики; прецизионные измерения; динамическое поведение конструкции; резонансный метод; метод спекл-интерферометрии; логарифмический декремент колебаний; коэффициент затухания; добротность колебательной системы

### 1 Введение

При разработке и создании современных аэрокосмических аппаратов всё более важной и сложной становится проблема исследования динамического поведения этих конструкций при различных силовых воздействиях на них. Одной из проблем является выявление и предотвращение различного рода взаимодействий между корпусом, служебными системами и прецизионной аппаратурой, в результате

которых в полёте могут возникать очень опасные виды динамической неустойчивости и автоколебаний, приводящие к ухудшению их работоспособности [1-3].

С другой стороны, отработка прочности в ракетно-космической технике доходит до 40-60% от общей стоимости всех испытаний [4, 5]. Современная же тенденция состоит в сокращении экспериментальной отработки и заменой её численным моделированием, в частности, методом конечных элементов [6,

7]. Данная ситуация характерна и для других областей машиностроения.

Особое место в ракетно-космической технике уделяется созданию динамических моделей как для определения уровней нагружения, так и для моделирования процессов происходящих с конструкцией во время её штатной эксплуатации [2, 6, 7]. Так, например, вибрационные воздействия, исходящие от источников, проходят по корпусу космического аппарата, имеющему свои собственные динамические характеристики, и только после этого попадают в некотором изменённом виде на прецизионную аппаратуру, что может привести к её ненадлежащей работе. Требования стабильности, которые предъявляются к прецизионной аппаратуре, соответствуют значениям сотых долей угловых секунд и/или единицам микрон [2, 3, 9].

Адекватность разрабатываемой численной модели определяется исходными данными, поэтому полностью отказаться от проведения натурных испытаний изделий невозможно [1, 3-7]. Каждая численная модель должна быть верифицирована [6, 7]. Более того, получение достоверных основных динамических характеристик изделия чисто теоретическим путём практически невозможно. Так, коэффициенты демпфирования могут быть определены только экспериментально [1, 3].

При проведении натурных испытаний изделий экспериментальные методы должны обладать высокими метрологическими характеристиками, обеспечивать возможность измерений деформированного состояния по всей поверхности объекта исследования, иметь высокий уровень автоматизации и информационной ёмкости.

Перечисленным требованиям наиболее полно соответствуют оптические методы исследования, в частности, методы цифровой спекл-интерферометрии [10, 11]. Экспериментальная информация данных методов представляет цифровое изображение с картиной интерференционных или дифракционных

полос, которые связаны с величинами деформационных перемещений объекта, пропорциональных  $\lambda/2$ , где  $\lambda$  – длина волны излучения лазера (например, для зелёного спектра  $\lambda = 532$  нм.).

Голографическая или спекл-интерферометрии позволяют определить как формы колебаний, так и величины перемещений элементов конструкций различными методами: усреднение во времени, метод двух/многих экспозиций или импульсный стробоскопический метод. Однако, наличие собственного шума при использовании когерентного света (зернистость интерференционных картин – спекл-картина) приводит к ограничениям на измеряемый диапазон перемещений, а также к снижению точности и чувствительности измерений. Наличие собственного шума затрудняет или делает невозможным исследование высокочастотных колебаний и колебаний с большими амплитудами, так как при этих условиях видимость интерференционных полос уменьшается, а период интерференционных полос становится соизмерим с размерами спеклов [12, 13].

Применение спекл-интерферометрии при регистрации динамических смещений исследуемых элементов конструкций в промышленных условиях затруднено из-за наличия внешних источников колебаний. Эти шумы искажают результаты измерений, при этом существуют методы снижения чувствительности к ним.

Теоретические и экспериментальные исследования в работе авторов [13] показали, что применение спекл-интерферометрии на одиночном спекле позволяет решить указанные проблемы, связанные с собственными и промышленными шумами.

## 2 Методы измерения динамических характеристик конструкций

К основным методам определения динамических характеристик можно отнести следующие [1, 3, 4]:

- метод свободных колебаний;
- метод многоточечного возбуждения собственных форм колебаний;
- метод, основанный на измерении амплитудно-фазовых частотных характеристик;
- резонансный метод.

**Метод свободных колебаний** линейной системы с конечным числом степеней свободы описывается матричным уравнением:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = 0, \quad (1)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $C$  – матрицы инерции, демпфирования и жёсткости;  $q$  – матрица-столбец обобщённых координат;  $0$  – нулевая матрица столбец.

Собственные частоты в данном методе обычно определяются по осциллограмме процесса затухания свободных колебаний. Если удалось возбудить резонансную частоту колебаний, то искомые динамические характеристики определяются как для системы с одной степенью свободы. На практике возбудить «чистый» тон колебаний во многих случаях невозможно [3].

**Методы многоточечного возбуждения** позволяют путём специального подбора возбуждающих сил выделить поочерёдно «чистые» собственные формы колебаний и определить соответствующие этим формам динамические характеристики конструкции как для системы с одной степенью свободы. Принципиальная возможность возбуждения «чистых» собственных форм колебаний конструкции с помощью многоточечного возбуждения вытекает из общей теории вынужденных колебаний линейных систем. Задача состоит в том, чтобы найти такое силовое распределение  $Q$ , при котором возбуждается «чистая» собственная форма колебаний.

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q. \quad (2)$$

Из (2) следует, что для определённой собственной формы в общем случае силы, которые прикладываются в различных точках конструкции, будут иметь различные фазовые сдвиги. Практическое

осуществление таких силовых распределений затруднительно, так как требуется подбирать амплитуды сил и их фазы.

Методы многоточечного возбуждения позволяют определять динамические характеристики с высокой степенью точности для самых сложных конструкций, но при этом данные методы требуют сложных и дорогостоящих вибрационных установок.

**Метод, основанный на измерении амплитудно-фазовых, частотных характеристик** (метод Кеннеди-Пэнку [1]) позволяет определить собственные частоты и формы колебаний на основании анализа амплитудно-фазовых, частотных характеристик, полученных для различных точек испытываемого объекта. При этом амплитудно-фазовые характеристики строятся на комплексной плоскости.

Математическая модель для данного метода принимается следующей:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = F \cos(\omega t), \quad (3)$$

где  $F$  – матрица-столбец амплитуд внешних сил  $F_1, F_2, \dots, F_n$ .

В данном методе выделяют резонансные тона колебаний путём построения по резонансным ветвям амплитудно-фазовых характеристик аппроксимирующих окружностей. Данный метод совершеннее резонансного метода, его применение резко снижает возможность пропуска тона колебаний. Однако метод Кеннеди-Пэнку является весьма трудоёмким и требует более сложной аппаратуры.

Наиболее известным и часто применяемым на практике методом измерения динамических характеристик элементов конструкций является **резонансный метод** [1, 4]. В данном методе элементы конструкции возбуждаются гармонической силой, измеряется амплитуда колебаний для конкретной формы колебаний в зависимости от частоты. По полученным данным строятся резонансные кривые (рисунок 1).

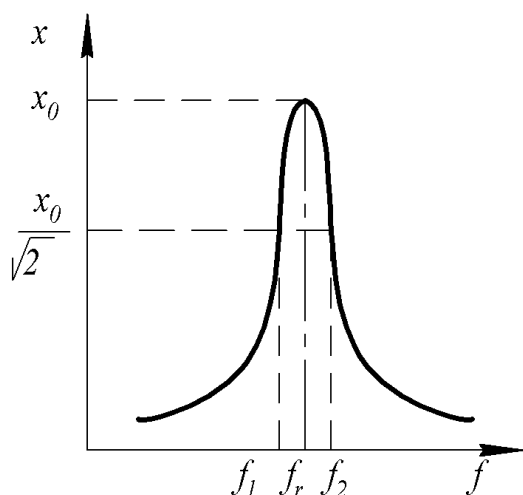


Рисунок 1. Амплитудно-частотная характеристика для определения коэффициентов демпфирования

По резонансной кривой определяют логарифмический декремент колебаний  $\mathcal{D}$  испытываемой конструкции согласно формуле:

$$\mathcal{D} = \frac{\pi(f_2 - f_1)}{f_r}, \quad (4)$$

где  $f_r$  – резонансная частота;  $f_1, f_2$  – частоты соответственно на левой и правой «ветвях» резонансной кривой на уровне  $x_i^\circ = x_0^\circ / \sqrt{2}$ , где  $x_0^\circ$  – амплитуда колебаний конструкции на резонансной частоте  $f_r$ .

По логарифмическому декременту колебаний определяют другие параметры затухания колебаний конструкции. Коэффициент затухания колебаний конструкции определяется согласно формуле:

$$\delta = \mathcal{D} f_r, \quad (5)$$

а добротность колебательной системы в соответствии с формулой:

$$Q = \sqrt{\frac{\pi^2}{\mathcal{D}^2} + \frac{1}{4}}, \quad (6)$$

При построении резонансной кривой особое внимание необходимо уделять экспериментальным методам. Так, при применении контактных методов необходимо учитывать влияние измерительной аппаратуры на измеряемые динамические характеристики изделия, особенно малогабаритные. В силу этого

одним из перспективных бесконтактных оптических методов является метод спекл-интерферометрии.

Рассмотрим построение резонансной кривой с использованием спекл-интерферометрии на одиночном спекле.

### 3 Принцип работы спекл-интерферометра на одиночном спекле

В работе [13] предложен способ исследования виброакустических сигналов на основе спекл-интерферометрии на одиночном спекле, образованной за счёт рассеянного лазерного излучения от исследуемой диффузно отражающей поверхности конструкции. Его преимущество перед существующими методами спекл-интерферометрии заключается в высокой интерферометрической чувствительности и возможности одновременно регистрировать формы колебаний и проводить измерения амплитуд колебаний в реальном времени.

Для выполнения этих функций в оптическую схему стандартного спекл-интерферометра встраивается точечный быстродействующий фотодетектор. В такой оптической схеме спекл-интерферометра сфокусированное изображение поверхности исследуемого элемента конструкции формируется одновременно в плоскости ПЗС-матрицы цифровой видеокамеры спекл-интерферометра и в плоскости точечного быстродействующего фотодетектора. С помощью генератора гармонических сигналов, подключенного к возбудителю колебаний, проходят исследуемый диапазон частот, на которых возникают резонансные колебания исследуемой конструкции. Информация, формируемая ПЗС-матрицей видеокамеры, позволяет фиксировать форму колебаний, а точечный быстродействующий фотодетектор позволяет измерять амплитуду и частоту колебаний исследуемой точки поверхности, в изображении которой располагается фотодетектор. Сканируя быстродействующим точечным фотодетектором по изображению

поверхности исследуемой конструкции можно измерять амплитуду колебаний в любой его точке в реальном времени.

В работе показано, что на резонансных частотах на выходе с быстродействующего точечного фотодетектора, в зависимости от величины амплитуды колебаний исследуемой точки диффузной поверхности, образуются два вида колебаний выходного напряжения. При амплитуде колебаний исследуемой точки диффузной поверхности меньше или равной  $\lambda/8$  ( $\lambda$  – длина волны излучения лазера спекл-интерферометра) выходное напряжение полностью соответствует по виду колебаниям исследуемой точки поверхности. При этом амплитуда колебаний выходного напряжения пропорциональна амплитуде колебаний исследуемой точки диффузной поверхности, а максимальное значение выходного напряжения соответствует величине  $\lambda/8$ . При амплитуде колебаний исследуемой точки диффузной поверхности больше  $\lambda/8$  образуются осциллирующие периодические пакеты. Частота следования пакетов равна удвоенной частоте колебаний исследуемой точки диффузно отражающей поверхности, а амплитуда колебаний внутри осциллирующего пакета также соответствует смещению исследуемой точки поверхности на величину, равную  $\lambda/8$ . В работе также показано, что осциллирующий пакет соответствует полной амплитуде колебаний в исследуемой точке поверхности, в которой расположен точечный фотодетектор. Таким образом, измеряя полную величину отклонений от положения равновесия в осциллирующем пакете, можно определить полную амплитуду колебаний  $x$  в исследуемой точке поверхности согласно выражению:

$$x = N \frac{\lambda}{8}, \quad (7)$$

где  $x$  – значение полной амплитуды колебаний исследуемой поверхности;  $N$  – полное число отклонений от положения равновесия в осциллирующем пакете (не обязательно целое число).

Следовательно, амплитуда колебаний исследуемой поверхности  $x_0$  в данной точке будет равна половине полной амплитуды:

$$x_0 = N \frac{\lambda}{16}, \quad (8)$$

Дробная часть  $N$ , то есть минимально измеряемая величина колебаний выходного напряжения фотодетектора, зависит от порога чувствительности спекл-интерферометра – от его регистрирующей оптоэлектронной схемы. В экспериментальных исследованиях эта величина составляла порядка половины максимального значения амплитуды колебаний выходного напряжения фотодетектора, то есть, исходя из сказанного выше, порог чувствительности в этом эксперименте составлял порядка  $\lambda/16$ .

#### 4 Построение резонансной кривой

Построение резонансной кривой с использованием спекл-интерферометра на одиночном спекле осуществляется в следующей последовательности. На первом этапе производится поиск и регистрация форм и частот резонансных колебаний исследуемой конструкции. Для этого на экране монитора компьютера наблюдают за поведением периодических осциллирующих пакетов выходного напряжения быстродействующего точечного фотодетектора (рисунок 2).

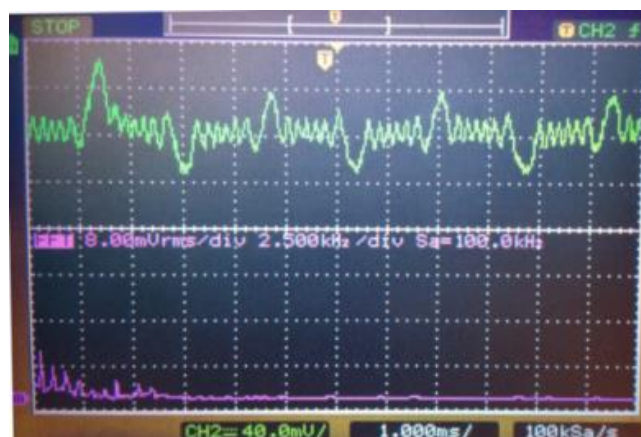


Рисунок 2. Осциллограмма выходного сигнала с фотодетектора

На каждой резонансной частоте добиваются появления установившихся периодических осциллирующих пакетов выходного напряжения точечного фотодетектора с максимальным количеством осцилляций в пакете. По количеству осцилляций в пакете определяют амплитуду колебаний конструкции  $x_0$  на резонансной частоте в исследуемой точке – уравнение (8). При достижении данных условий на экране монитора будет также наблюдаться соответствующая форма колебаний для данной резонансной частоты. Соответствующая форма колебаний фиксируется ПЗС-матрицей цифровой видеокамеры методом спекл-интерферометрии с усреднением во времени. Характерный вид спекл-интерферограммы для одной из форм колебаний вибрирующей металлической мембраны приведён на рисунке 3.

Наличие цифровых спекл-интерферограмм, визуализирующих формы колебаний исследуемой конструкции, позволяет располагать быстродействующий точечный фотодетектор в необходимой точке на изображении конструкции и, следовательно, определять амплитуду колебаний в соответствующей точке конструкции.

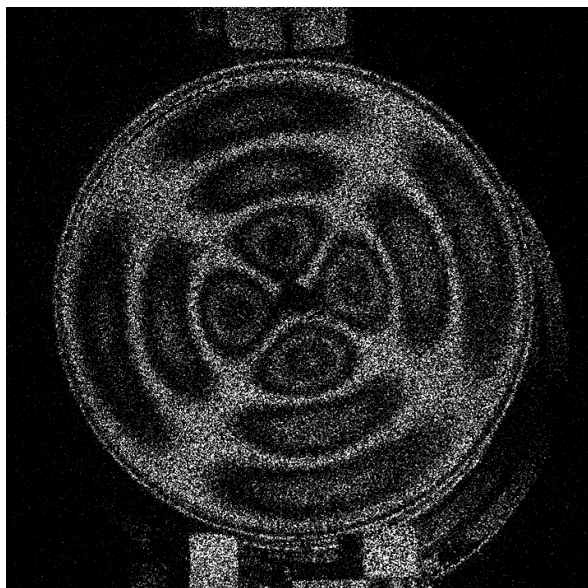


Рисунок 3. Спекл-интерферограмма одной из форм резонансного колебания металлической

мембраны, полученная методом усреднения во времени

Сканируя изображение исследуемой поверхности точечным фотодетектором можно определить величины амплитуд колебаний по всей конструкции.

Определив амплитуду колебаний на резонансной частоте, изменяя частоту возбуждающего сигнала, аналогично определяют амплитуды колебаний на околорезонансных частотах согласно методике представленной в предыдущем разделе. По полученным данным строят график зависимости амплитуды  $x$  от частоты  $f$  для конкретной формы колебаний испытываемой конструкции (рисунок 1).

Следует отметить, что дискретность выбора околорезонансных частот зависит только от системы возбуждения колебаний в исследуемой конструкции. Разрешение метода для определения величины амплитуды, как сказано выше, составляет  $\lambda/16$ , то есть с интерферометрической точностью. Отметим, что измерение амплитуды происходит в реальном времени.

По построенному с высокой точностью графику зависимости амплитуды  $x$  от частоты  $f$  определяют логарифмический декремент колебаний исследуемой конструкции по формуле (4). По логарифмическому декременту колебаний определяют другие параметры затухания колебаний конструкции – коэффициент затухания колебаний по формуле (5) и добротность колебательной системы по формуле (6).

Таким образом, предлагаемый метод спекл-интерферометрии на одиночном спекле позволяет построить резонансную кривую с высокой точностью и в реальном времени, что позволяет определить с высокой точностью и динамические характеристики исследуемых конструкций.

## 5 Заключение

Теоретические и экспериментальные исследования предложенного метода

регистрации вибраций на основе спекл-интерферометрии на одиночном спекле подтвердили возможность его практической реализации и возможность проводить измерения в реальном времени и с высокой точностью при определении динамических характеристик исследуемых конструкций. Так как с помощью спекл-интерферометрии можно регистрировать изменения поверхностей различного характера шероховатости при воздействии внешних сил, то данный метод может быть применён к различным конструкциям.

Бесконтактность и высокая чувствительность методов спекл-интерферометрии позволяет обойтись без энергозатратных вибростендов для получения динамических характеристик конструкций, особенно малогабаритных.

Кроме того, высокая точность предлагаемого метода определения динамических характеристик является основой для верификации динамических численных моделей прецизионных конструкций, в особенности космических аппаратов.

#### Список использованных источников

[1] Микишев Г. Н. Экспериментальные методы в динамике космических аппаратов. М.: Машиностроение, 1978. 248 с.

[2] Бабаев А. А. Амортизация, демпфирование и стабилизация бортовых оптических приборов. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1984. 232 с.

[3] Телепнев П. П., Кузнецов Д. А. Методы виброзащиты прецизионных космических аппаратов. Химки: Издатель АО «НПО Лавочкина», 2019. 263 с.

[4] Белоусов А. И., Ткаченко С. И., Самсонов В. Н., Ткаченко О. А.. Прочностная и вибрационная обработка космических аппаратов. Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002. 502 с.

[5] Кармишин А. В., Лиходед А. И., Паничкин Н. Г., Сухинин С. Н. Основы обработки прочности ракетнокосмических конструкций М.: Машиностроение, 2007. 480 с.

[6] Введенский Н. Ю., Пустобаев М. В. Анализ обработки космической техники на механические воздействия в США, ЕС и РФ // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. 2012. Т.130. С. 19-26.

[7] Безмозгий И. М., Иванов С. В. Методика автоматизированной верификации конечноэлементных моделей крупногабаритных космических модулей // Космическая техника и технологии. 2022. №3(38). С. 100-112.

[8] Безмозгий И. М., Казакова О. И., Софинский А. Н., Чернягин А. Г. Обработка вибропрочности автоматического космического аппарата дистанционного зондирования Земли // Космическая техника и технологии. 2014. №4(7). С. 31-41.

[9] Макриденко Л. А., Волков С. Н., Геча В. Я., Жилёнов М. Ю., Казанцев С. Г. Основные источники снижения качества изображений Земли, получаемых при орбитальной оптической съёмке с борта МКА // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. 2017. Т. 160. С. 3-19.

[10] Сергеев Р. Н., Осипов М. Н. Прецизионная контрольно-измерительная система на основе цифровой спекл-интерферометрии // "Орбита молодёжи" и перспективы развития российской космонавтики: сборник докладов Всеросс. молод. научно-практ. конференции. Томск: Изд-во ТПУ. 2017. С. 163-164.

[11] Shakhmatov E. V., Zhuravlev O. A., Sergeev R. N., Safin A. I. Development and application of mobile digital speckle interferometer for vibrometer model sample honeycomb // Procedia Engineering. 2015. №106. P. 247-252.

[12] M. N. Osipov, R. N. Sergeev. The influence of the aperture diaphragm on the size of the subjective speckles and the application of this in speckle photography // J. Phys.: Conf. Ser. 1368, 022068. 2019.

[13] Осипов М. Н., Хохлов В. А., Чекменев А. Н. Развитие цифровой спекл-интерферометрии для исследования динамических процессов в реальном времени // Вестник СамГУ. Естественнонаучная серия. 2013. №9/2(110). С. 109-117.

**APPLICATION OF THE RESONANCE METHOD AND THE SPECKLE INTERFEROMETRY METHOD FOR MEASURING THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF CONSTRUCTIONS**

*Experimental testing of rocket and space techniques is one of the most difficult, time-consuming and expensive stages of the development and creation of these products. Modern development methods tend to reduce the proportion of experimental studies and replace them with numerical modeling. However, the correspondence of the numerical model to the real object is determined by the initial data, so it is not possible to completely abandon the full-scale testing of products. Particular attention in the development and creation of rocket and space techniques is paid to vibration effects. Obtaining reliable basic dynamic characteristics of the product during vibration tests in a purely theoretical way is practically impossible. So the damping coefficients can only be determined experimentally. The paper analyzes the main methods for determining dynamic characteristics, and a choice is made in favor of the resonance method. The accuracy of determining the dynamic characteristics by the resonance method depends on the accuracy of the construction of the resonance curve. In this paper, to construct a resonance curve, it is proposed to use a speckle interferometer, which allows simultaneously recording the shape of natural vibrations and amplitude, using time averaging methods and speckle interferometry on a single speckle. It is shown that speckle interferometry on a single speckle makes it possible to measure the amplitudes of natural vibrations in real time and with high accuracy - less than one-eighth of the wavelength of the laser radiation used in the speckle interferometer. These circumstances are especially important in the development and creation of spacecraft with precision equipment.*

**Keywords:** *experimental methods of mechanics; resonance method; speckle interferometry method; logarithmic decrement of vibrations; attenuation coefficient; Q-factor of the vibration system*

**M.N. Osipov,  
R.N. Sergeev,  
M.D. Limov**

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,  
443086, Russian Federation

osipov7@yandex.ru,  
romansr@yandex.ru

**References**

- [1] Mikishev G. N. Eksperimental'nyye metody v dinamike kosmicheskikh apparatov. M.: Mashinostroyeniye, 1978. 248 s.
- [2] Babayev A. A. Amortizatsiya, dempfirovaniye i stabilizatsiya bortovykh opticheskikh priborov. L.: Mashinostroyeniye. Leningr. otd-niye, 1984. 232 s.
- [3] Telepnev P. P., Kuznetsov D. A. Metody vibrozashchity pretsizionnykh kosmicheskikh apparatov. Khimki: Izdatel' AO «NPO Lavochkina», 2019. 263 s.
- [4] Belousov A. I., Tkachenko S. I., Samsonov V. N., Tkachenko O. A.. Prochnostnaya i vibratsionnaya otrabotka kosmicheskikh apparatov. Samara: Izd-vo Samarskogo nauchnogo tsentra RAN, 2002. 502 s.
- [5] Karmishin A. V., Likhoded A. I., Panichkin N. G., Sukhinin S. N. Osnovy otrabotki prochnosti raketnokosmicheskikh konstruksiy M.: Mashinostroyeniye, 2007. 480 c.
- [6] Vvedenskiy N. YU., Pustobayev M. V. Analiz otrabotki kosmicheskoy tekhniki na mekhanicheskoye vozdeystviye v SSHA, YES i RF // Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIIEМ. 2012. T.130. S.19-26.
- [7] Bezmozgiy I. M., Ivanov S. V. Metodika avtomaticheskoy proverki konechnoelementov krupnogabaritnykh kosmicheskikh moduley // Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii. 2022. №3(38). S. 100-112.
- [8] Bezmozgiy I. M., Kazakova O. I., Sofinskiy A. N., Chernyagin A. G. Otrabotka vibroprochnosti avtomaticheskogo kosmicheskogo apparata distantsionnogo zondirovaniya Zemli // Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii. 2014. №4(7). S. 31-41.
- [9] Makridenko L. A., Volkov S. N., Gecha V. YA., Zhilenov M. YU., Kazantsev S. G. Osnovnyye istochniki krasivykh izobrazheniy Zemli, imeyushchikhsya na orbital'noy opticheskoy s"yomke s borta MKA // Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIIEМ. 2017. T.160. S. 3-19.



[10] Sergeev R. N., Osipov M. N. Pretsizionnaya kontrol'no-izmeritel'naya sistema na osnove tsifrovoy spekl-interferometrii // "Orbita molodozhi" i perspektivy razvitiya rossiyskoy kosmonavtiki: sbornik dokladov Vserossiyskoy molodozhnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Tomsk: Izd-vo TPU. 2017. S. 163-164.

[11] Shakhmatov E. V., Zhuravlev O. A., Sergeev R. N., Safin A. I. Development and application of mobile digital speckle interferometer for vibrometer model sample honeycomb // Procedia Engineering. 2015. №106. P. 247-252.

[12] M. N. Osipov, R. N. Sergeev. The influence of the aperture diaphragm on the size of the subjective speckles and the application of this in speckle photography // J. Phys.: Conf. Ser. 1368, 022068. 2019. doi:10.1088/1742-6596/1368/2/02206.

[13] Osipov M. N., Khokhlov V. A., Chekmenev A. N. Razvitiye tsifrovoy spektr-interferometrii dlya issledovaniya glubokikh protsessov v prirode vremeni // Vestnik SamGU. Yestestvennonauchnaya seriya. 2013. №9/2(110). S. 109-117.

## РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ

Крючков А.Н.,  
Ермилов М.А.,  
Баляба М.В.,  
Ермилова Е.Н.,  
Видяскина А.Н.

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва  
(Самарский университет)

Московское шоссе, 34, г.Самара,  
443086, Российская Федерация

kan250462@mail.ru

*В статье рассматриваются вопросы создания гасителей колебаний давления рабочей среды для решения задачи снижения гидродинамического шума в трубопроводных системах. Установлено, что для решения задачи снижения гидродинамического шума возможно применение реактивных камерных гасителей колебаний при выполнении условия ограничения габаритных размеров и собственного турбулентного шума, излучаемого узким центральным каналом реактивного гасителя колебаний. Показано, что выполнение требований по низким уровням собственного шума таких гасителей приводит к значительному росту их габаритных размеров, что недопустимо для трубопроводных систем бортовых транспортных средств.*

**Ключевые слова:** трубопроводные системы; гидродинамический шум; глушители гидродинамического шума; гасители колебаний давления жидкости

### 1 Введение

Тема данной статьи связана с проблемой снижения колебаний давления рабочей среды и шумности трубопроводных систем [1, 4], имеющих широкое применение в самых различных отраслях промышленности и транспорта. В состав любых трубопроводных систем входят источники энергии (насосы, компрессоры, вентиляторы и пр.), сообщающие рабочей среде необходимую энергию, потребители (механизмы, оборудование, теплообменные аппараты и т.д.), использующие эту энергию, и сеть трубопроводов, по которым эта энергия передается от источников к потребителям. В случае невозможности снижения акустической мощности основных источников колебаний (насосов, компрессоров и дроссельной арматуры) используют устройства снижения передачи акустической энергии на путях её распространения – гасители колебаний и глушители гидродинамического шума (ГДШ).

Отметим, что термины «гаситель пульсаций давления жидкости» и

«глушитель ГДШ» являются в контексте настоящей статьи синонимами, поскольку предназначены для снижения колебаний акустического давления рабочей жидкости в гидросистеме. Данные термины использовались исторически в разных технических отраслях: гасители – в авиационной технике, где требовалось, главным образом, обеспечение надёжности [5, 6, 10], а глушители – в судовых системах, в которых необходимо, прежде всего, обеспечение малозумности оборудования [4, 9]. Особенность данной статьи заключается в том, что для снижения ГДШ используются методы проектирования гасителей, детально разработанные для авиационных гидросистем, и в источниках, на которые ссылаются авторы, эти устройства именуются как гасители колебаний (или пульсаций). В то же время, объектом внедрения данных устройств являются судовые системы, в которых подобные устройства относят к глушителям ГДШ (ГГДШ). Исходя из этого, авторы используют в дальнейшем изложении эти равнозначные термины.

## 2 Условия применимости реактивных глушителей

Согласно многочисленным трудам в рассматриваемой области [6, 7, 8, 10, 12], различают гасители колебаний реактивного и диссипативного типа. Гасители колебаний, состоящие из реактивных элементов, работают как акустические фильтры, препятствующие прохождению колебаний определённых частот от источника в трубопроводную цепь. Эти частоты зависят от массы и упругости рабочей среды в элементах гасителя. Простейшими гасителями реактивного типа являются камерные, резонансные и интерференционные [7].

Рассмотрим границы применимости реактивных глушителей для снижения ГДШ в трубопроводных системах. Глушители реактивного типа широко используются для снижения высокоинтенсивных колебаний давления в гидравлических системах, например, вследствие работы поршневых и плунжерных насосов, автоколебаний клапанов и пр. Амплитуды данных пульсаций давления достигают значений 0,5...3 МПа, что соответствует 208...215 дБ. Однако для снижения ГДШ, уровни которого значительно меньше и составляют 100...160 дБ, при этом необходимо учитывать собственный шум глушителей.

Конструкция реактивного (камерного) глушителя ГДШ предполагает наличие центрального канала, пропускающего основной расход среды, при увеличении которого (сопровождающегося ростом скорости в канале) наблюдается значительное увеличение собственного ГДШ глушителя. Поэтому условием применимости глушителя реактивного типа является ограничение его собственного шума, возникающего в центральном канале, и для его снижения необходимо уменьшить скорость течения среды или увеличить диаметр канала [13]. Однако это приводит,

руководствуясь теорией подобия, к увеличению габаритных размеров устройства для сохранения инерционных свойств центрального канала. Поэтому применимость реактивных ГДШ зависит от разности его требуемой акустической эффективности  $\Delta L_{гр}$  и собственного шума  $\Delta L_c$ , а также от габаритных ограничений на ГДШ.

В частности, для разработанного авторами ГДШ для гидравлического испытательного стенда (рисунок 1) эффективность составила 21-25 дБ для диапазона частот от 20 до 800 Гц. Однако при увеличении расхода от 25 м<sup>3</sup>/ч до 100 м<sup>3</sup>/ч она уменьшалась до 2-5 дБ на данных частотах и становилась отрицательной на низких (меньше 20 Гц) и высоких (более 300 Гц).

По изменению эффективности глушителя (рисунок 2) относительно рабочего расхода стендового глушителя авторами определена зависимость эффективности и генерации собственного ГДШ от скорости потока (рисунок 3). Установлена минимальная скорость, при которой не наблюдается заметного увеличения собственного ГДШ (3 м/с для требуемой эффективности имеющейся конструкции).

При отсутствии габаритных ограничений возможна его эксплуатация на основных рабочих режимах до расхода 40 м<sup>3</sup>/ч. Относительные габариты разработанного устройства составили:

$$\frac{D_{ггдш}}{D_{тр}} = \frac{700}{200} = 3,5,$$

$$\frac{L_{ггдш}}{D_{тр}} = \frac{850}{200} = 4,25,$$
(1)

где  $D_{ггдш}$ ,  $L_{ггдш}$  – диаметр и длина глушителя соответственно;  $D_{тр}$  – диаметр трубопровода.

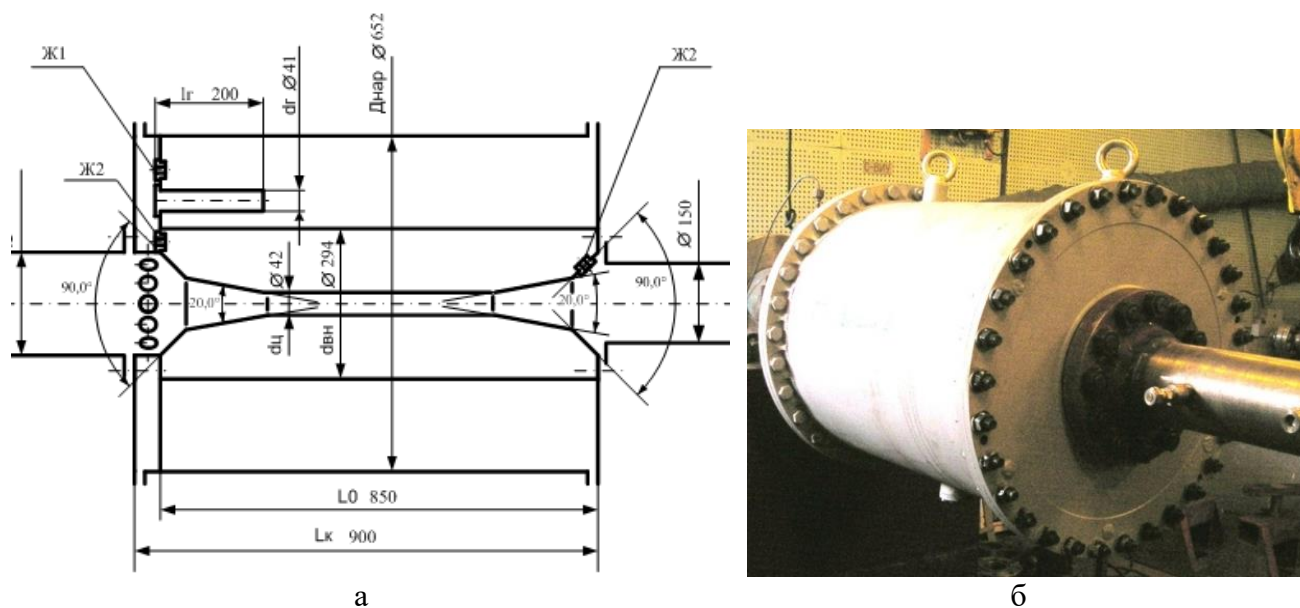


Рисунок 1. Глушитель ГДШ

а) – принципиальная схема стендового глушителя ГДШ; б) – внешний вид глушителя на стенде

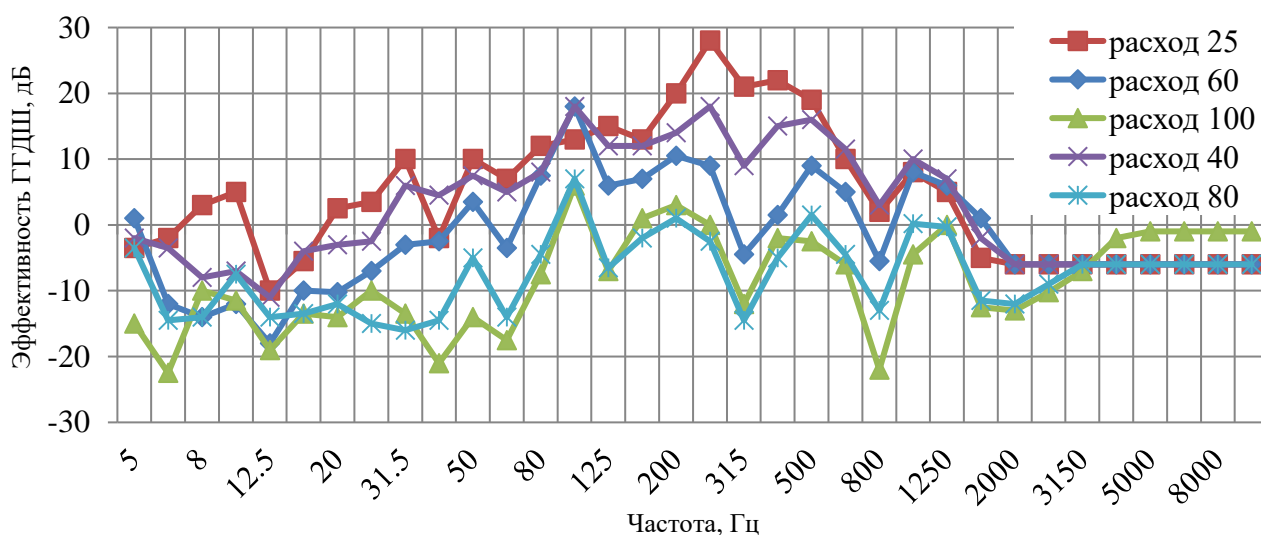


Рисунок 2. Изменение спектра эффективности ГДШ от расхода жидкости (м³/ч)

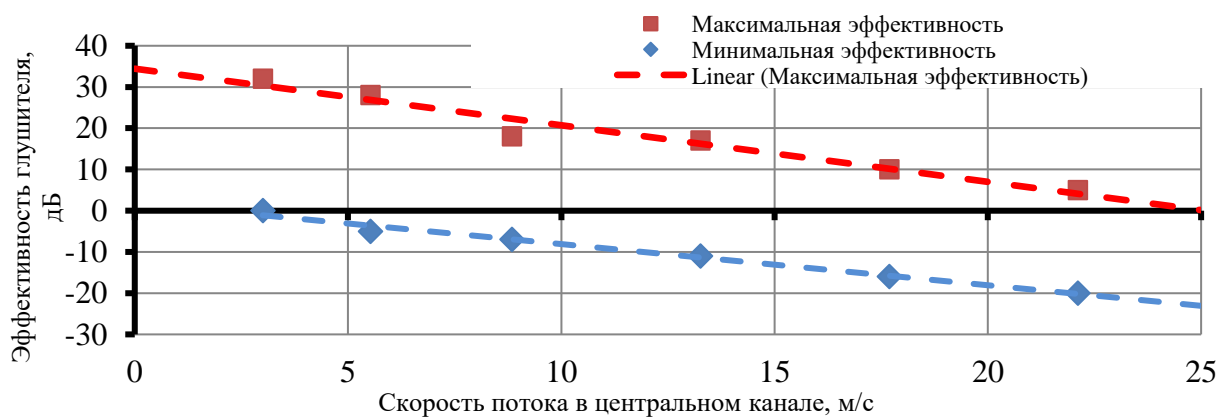


Рисунок 3. Зависимость эффективности гасителя от максимальной скорости

При наличии жёстких габаритных ограничений, например, для штатного глушителя системы охлаждения корабельной энергоустановки

$$\bar{D}_{ГГДШ} = \frac{D_{ГГДШ}}{D_{Тр}} = \frac{375}{100} = 3,7 \leq [\bar{D}_{ГГДШ}]_{доп} = 2,5, \quad (2)$$

$$\bar{L}_{ГГДШ} = \frac{L_{ГГДШ}}{D_{Тр}} = \frac{1200}{100} = 12 \leq [\bar{L}_{ГГДШ}]_{доп} = 5, \quad (3)$$

где  $\bar{D}_{ГГДШ}$ ,  $\bar{L}_{ГГДШ}$  – относительные диаметр и длина глушителя соответственно;  $[\bar{D}_{ГГДШ}]_{доп}$ ,  $[\bar{L}_{ГГДШ}]_{доп}$  – предельно допустимые значения  $\bar{D}_{ГГДШ}$  и  $\bar{L}_{ГГДШ}$ .

Условия (2), (3) не выполняются, поэтому применение реактивного камерного глушителя является неприемлемым. Таким образом, условия применимости реактивных глушителей можно сформулировать следующим образом:

1. Максимальная скорость потока не должна превышать предельное значение,

зависящее от акустической эффективности ГГДШ (в случае вышеуказанного стендового ГГДШ это 3 м/с),  $V_{ГГДШ}^{max} < V_{Тр}$ ;

2. Эффективность ГГДШ должна быть больше требуемой на величину уровня собственного ГДШ,  $\Delta L_{ГГДШ} > \Delta L_{Тр}$ ;

3. Относительный диаметр и длина ГГДШ не должны превышать требуемые:

$$\bar{D}_{ГГДШ} \leq [\bar{D}_{ГГДШ}]_{доп}, \quad (4)$$

$$\bar{L}_{ГГДШ} \leq [\bar{L}_{ГГДШ}]_{доп}. \quad (5)$$

### 3 Создание трёхкамерного судового ГГДШ

Стендовый ГГДШ (рисунок 1) удовлетворяет данным требованиям, поэтому успешно эксплуатируется с 2009 года. Однако к бортовым судовым агрегатам предъявляются более жесткие габаритные требования.

Опыт разработки и эксплуатации стендового глушителя учтён при создании трехкамерного судового ГГДШ (рисунок 4).

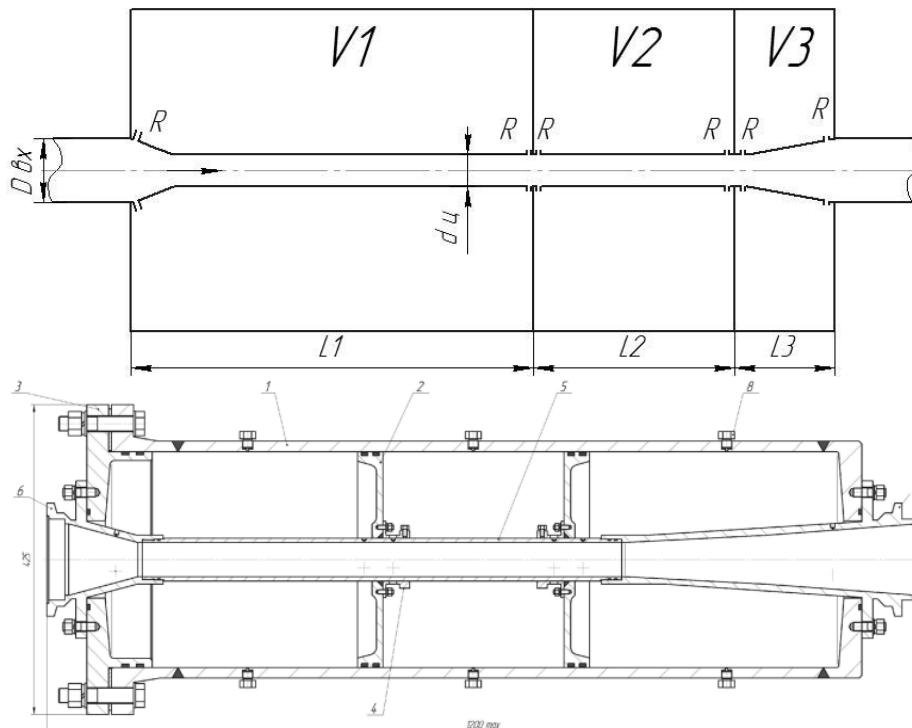


Рисунок 4. Принципиальная расчётная и конструктивная схема многокамерного судового ГГДШ

С учётом установленной зависимости возбуждения собственного ГДШ от максимальной скорости и требуемой акустической эффективности диаметр центрального канала и длина выходного конуса были значительно увеличены в целях уменьшения скорости жидкости в центральном канале до 3 м/с при сохранении требуемой индуктивности канала.

Увеличение размеров центрального канала привело к значительному росту габаритов глушителя. Его теоретическая эффективность, рассчитанная методом четырехполюсников, представлена на рисунке 5.

Для требуемой эффективности относительные габариты ГГДШ составили:

$$\bar{D} = 3,75, \text{ при } \bar{D}_{MAX} = 2,5;$$

$$\bar{L} = 12, \text{ при } \bar{L}_{MAX} = 5.$$

Разработанный глушитель удовлетворял всем требованиям, кроме габаритных. На рисунке 6 приведено сравнение рассчитанных габаритных размеров с предельно допустимыми, которое показало неприемлемость применения ГГДШ реактивного типа для снижения ГДШ трубопроводной арматуры. Возникла проблема снижения шумности арматуры за счет поиска альтернативных принципов действия глушителей. К таким глушителям относят диссипативные ГГДШ, работающие на принципе рассеяния акустической энергии.

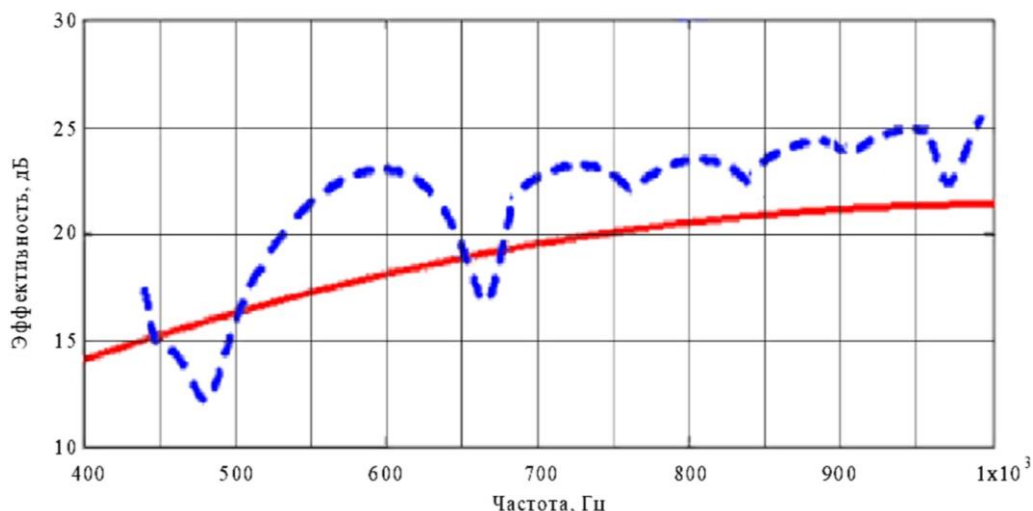


Рисунок 5. Необходимая (красная линия) и теоретическая (синяя линия) эффективность многокамерного реактивного гасителя

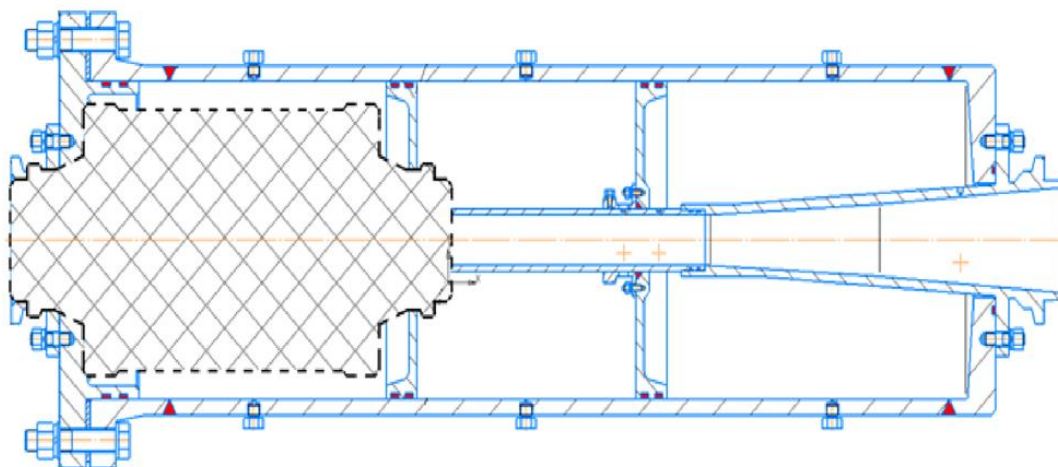


Рисунок 6. Качественное сравнение расчетных габаритов камерного глушителя и требуемые ограничения (заштрихованный контур)

#### 4 Заключение

1. Решение проблемы повышенных колебаний давления рабочей среды и ГДШ трубопроводных систем различного назначения может быть успешно реализовано за счёт использования реактивных камерных гасителей колебаний, рассчитываемых на основе электроакустических аналогий и метода четырехполюсника.

2. Недостатком камерных глушителей ГДШ является генерация их собственного шума, определяемого скоростью рабочей среды в их центральном канале, для компенсации которого требуется увеличение их габаритных размеров. Рост габаритов устройств определяется их требуемой акустической эффективностью, расходом рабочей жидкости и частотным диапазоном эффективной работы.

#### Список использованных источников

- [1] Bies, D.A. Engineering noise control [Text] / D.A. Bies, C.H. Hansen. – London and New York.: Spoon Press. – 2003. – 745 p.
- [2] IEC 60534-8\_4 Industrial Process Control Valves – Noise Considerations 2015.
- [3] Pedersen, R.C. Quantification of acoustic and hydrodynamic fields in flow duct systems [Text] / R.C. Pedersen, M. P. Norton // Applied Acoustics. – 1997. – V. 50. – No 3. – P. 205-230.
- [4] Берестовицкий, Ю.А. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами [Текст] / Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладилин, В.И. Голованов [и др.]. – СПб.: Астерион, 2008. – 316 с.
- [5] Гимадиев, А.Г. Разработка гасителей колебаний для обеспечения устойчивости системы автоматического регулирования давления масла

двигателя НК-16СТ [Текст] / А.Г. Гимадиев, В.А. Букин // Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов: Тез. докл. Всес. научн.-техн. конф. – 1990. – 21 с.

[6] Головин, А.Н. Акустические характеристики и параметры элементов гасителей колебаний [Текст] / А.Н. Головин // Вестник СГАУ. – 2003. – Спец. вып. Ч. 2. – С. 330-336.

[7] Головин, А.Н. Гасители колебаний для гидравлических систем [Текст] / А.Н. Головин, В.П. Шорин. – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2005. – 168 с.

[8] Головин, А.Н. Структура автоматизированного расчета гасителей колебаний давления [Текст] / А.Н. Головин, Г.В. Шестаков // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. – 1988. – С. 20-25.

[9] Ермилов, М.А. Защита измерительного участка гидравлического стенда от виброакустических помех [Текст] / М.А. Ермилов, А.Н. Видяскина, А.Н. Крючков // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXIV Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов. Сборник материалов и докладов. – 2020. – С. 66-73.

[10] Иголкин, А.А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц [и др.]. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. – 314 с.

[11] Крючков, А.Н. Разработка гасителя пульсаций давления для гидросистем энергоустановок [Текст] / А.Н. Крючков, М.А. Ермилов, Е.Н. Ермилова [и др.] // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. – № 2 (18). – С. 146-155.

[12] Иголкин, А.А. Снижение колебаний и шума в гидромеханических системах [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2005. – 314 с.

[13] Юдин, Е.Я. Борьба с шумом [Текст] / Е.Я. Юдин. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1964. – 702 с.

**DEVELOPMENT OF VIBRATION DAMPERS OF THE POWER FLUID TO REDUCE HYDRODYNAMIC NOISE IN PIPELINE SYSTEMS**

**A.N. Kryuchkov,  
M.A. Ermilov,  
M.V. Balyaba,  
E.N. Ermilova,  
A.N. Vidyaskina**

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,  
443086, Russian Federation

kan250462@mail.ru

*The article deals with the creation of dampers for pressure fluctuations of the working medium to solve the problem of reducing hydrodynamic noise in pipeline systems. It has been established that to solve this problem, it is possible to use reactive chamber vibration dampers provided that the condition of limiting the overall dimensions and the turbulent self-noise emitted by the narrow central channel is met. It is shown that meeting the requirements for a low self-noise level of such dampers leads to a significant increase in their overall dimensions, which is unacceptable for pipeline systems of on-board vehicles.*

**Keywords:** *pipeline systems, hydrodynamic noise, silencers of hydrodynamic noise, dampers of fluid pressure fluctuations*

## References

- [1] Bies, D.A. Engineering noise control [Text] / D.A. Bies, C.H. Hansen. – London and New York.: Spoon Press. – 2003. – 745 p.
- [2] IEC 60534-8\_4 Industrial Process Control Valves – Noise Considerations 2015.
- [3] Pedersen, R.C. Quantification of acoustic and hydrodynamic fields in flow duct systems [Text] / R.C. Pedersen, M. P. Norton // Applied Acoustics. – 1997. – V. 50. – No 3. – P. 205-230.
- [4] Berestovitsky, E.G. Snizhenie shuma i shuma gidravlicheskih priborov sistem upravleniya tekhnicheskimi sredstvami [Reduction of noise and noise of hydraulic devices of control systems by technical equipment] [Text] / E.G. Berestovitsky, Yu.A. Gladilin, V.I. Golovanov [and others]. - St. Petersburg: Asterion Publ, 2008. - 316 p.
- [5] Gimadiev, A.G. Razrabotka gasitelej kolebanij dlya obespecheniya ustojchivosti sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya davleniya masla dvigatelya NK-16ST [Development of vibration dampers to ensure the stability of the automatic oil pressure control system for the NK-16ST engine] [Text] / A.G. Gimadiev, V.A. Bukin // Problemy dinamiki pnevmogidravlicheskih i toplivnyh sistem letatel'nyh apparatov: Tez. dokl. Vses. nauchn.-tekhn. konf. [Problems of the dynamics of pneumohydraulic and fuel systems of aircraft: Abstracts of All-Soviet Union scientific and technical conference] - 1990. - 21 p.
- [6] Golovin, A.N. Akusticheskie harakteristiki i parametry elementov gasitelej kolebanij [Acoustic characteristics and parameters of vibration damper elements] [Text] / A.N. Golovin // Vestnik SGAU. – 2003. – Spec. vyp. CH. 2. – P. 330-336.
- [7] Golovin, A.N. Gasiteli kolebanij dlya gidravlicheskih sistem [Oscillation dampers for hydraulic systems] [Text] / A.N. Golovin, V.P. Shorin. – Samara: Izd-vo Samarskogo nauchnogo centra RAN, 2005. – 168 p.
- [8] Golovin, A.N. Struktura avtomatizirovannogo rascheta gasitelej kolebanij davleniya [The structure of automated calculation of pressure oscillation dampers] [Text] / A.N. Golovin, G.V. Shestakov // Dinamicheskie processy v silovyh i energeticheskikh ustanovkah letatel'nyh apparatov [Dynamic processes in power plants of aircraft]. – 1988. – P. 20-25.
- [9] Ermilov, M.A. Zashchita izmeritel'nogo uchastka gidravlicheskogo stenda ot vibroakusticheskikh pomekh [Protection of the measuring section of the hydraulic stand from vibroacoustic interference][Text] / M.A. Ermilov, A.N. Vidyaskina, A.N. Kryuchkov // Hydraulic machines, hydraulic drives and hydropneumodynamics. XXIV International Scientific and Technical Conference of Students and Postgraduates. Collection of materials and reports. - 2020. - P. 66-73.
- [10] Igolkin, A.A. Snizhenie kolebanij i shuma v pnevmogidromekhanicheskikh sistemah [Reduction of oscillations and noise in pneumohydraulic systems][Text] / A.A. Igolkin, A.N. Kryuchkov, G.M. Makaryants [and others]. – Samara: Izd-vo SNC RAN, 2005. – 314 p.
- [11] Kryuchkov, A.N. Razrabotka gasitelya pul'sacij davleniya dlya gidrosistem energoustanovok [Development of a pressure pulsation damper for hydraulic systems of power plants] [Text] / A.N. Kryuchkov, M.A. Ermilov, E.N. Ermilova [and others] // Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie [Vestnik of samara university. Aerospace and mechanical engineering]. – 2019. – № 2 (18). – P. 146-155.



[12] Igolkin, A.A. Snizhenie kolebanij i shuma v gidromekhanicheskikh sistemah [Reduction of oscillations and noise in hydromechanical systems] [Text] / A.A. Igolkin, A.N. Kryuchkov, G.M. Makaryants [and others]. - Samara: Izd-vo SGAU, 2005. - 314 p.

[13] Yudin, E.Ya. Bor'ba s shumom [Noise control] [Text] / E.Ya. Yudin. - Moscow: Izd-vo literatury po stroitel'stvu, 1964. – 702 p.