

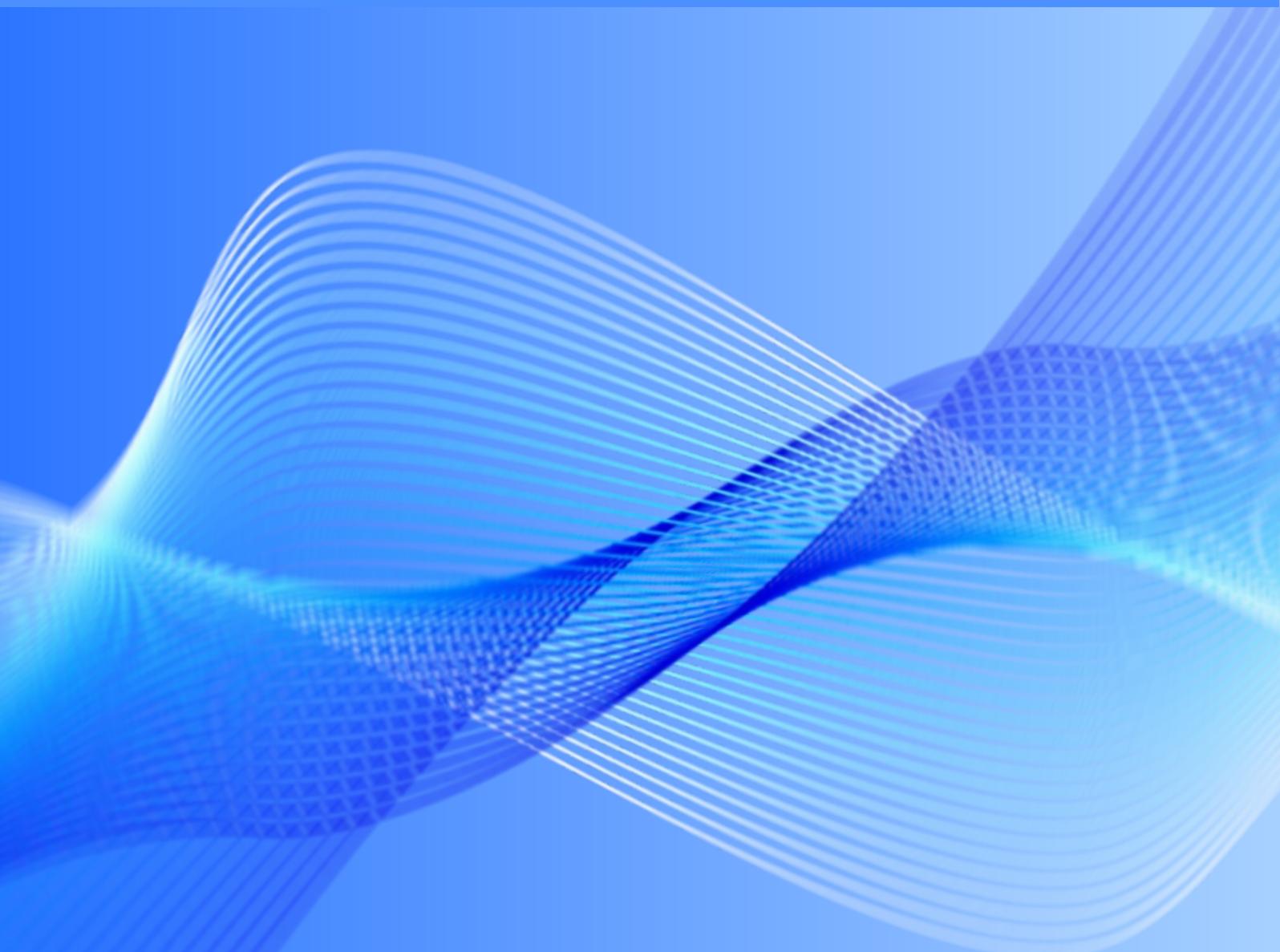
# Динамика и виброакустика



Dynamics and vibroacoustics

ISSN 2409-4579

**Том 11 - №2 - 2025 год**



**САМАРСКИЙ** УНИВЕРСИТЕТ  
SAMARA UNIVERSITY

ISSN 2409-4579 (Online)

# Динамика и виброакустика

**Том 11**  
**Выпуск №2**

**2025**



**САМАРСКИЙ**  
**УНИВЕРСИТЕТ**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва

# Динамика и виброакустика

Т. 11, №2, 2025

Дата выхода в свет: 27 июня 2025 г.

**Учредитель и издатель журнала:** федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва» (Самарский университет), Московское шоссе, 34, 443086, г. Самара, Российская Федерация.

Издание зарегистрировано Федеральной службой по надзору в сфере связи, регистрационный номер и дата принятия решения о регистрации: серия Эл №ФС77-74602 от 21 января 2019 г.

Журнал включен **ВАК РФ** в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, с 11.07.2023 г. Индексируется в библиографической базе данных РИНЦ (НЭБ eLIBRARY.ru).

Журнал издаётся с 2014 г. Выходит 4 раза в год.  
**ISSN 2409-4579 (Online)**

## Главный редактор

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

## Заместители главного редактора

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

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

## Ответственный секретарь и технический редактор

Е. Н. Ермилова – инженер, Самарский университет (г. Самара, РФ)

## Редакционная коллегия:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**Адрес редакции:** 443086, г. Самара, ул. Гая, 43, 324 ауд.

**Адрес для корреспонденции:** 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), 14 корпус, 324 ауд.

**Тел:** 8 (846) 267 47 66

**e-mail:** dynvibro@ssau.ru

**www:** <https://dynvibro.ru>

© Самарский университет, 2025

Цена свободная

16+

ISSN 2409-4579 (Online)

# **Journal of Dynamics and Vibroacoustics**

**Volume 11**  
**Issue №2**

**2025**



**SAMARA**  
**UNIVERSITY**

Samara National  
Research University

# Journal of Dynamics and Vibroacoustics

V. 11, №2, 2025

Release date: June 27, 2025

**Publisher and Founder:** Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation.

Certificate of registration of means of mass media Эл №ФС77-74602 dated 21.01.2019, issued by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Media.

The Journal is included by the HAC in the List of leading scientific editions, where basic scientific results of theses for the degree of Candidate of Sciences, for the degree of Doctor of Sciences should be published, from 11.07.2023.

Indexing in database Scientific Electronic Library eLIBRARY.ru.

Published since 2014.

4 issues per year.

**ISSN 2409-4579 (Online)**

## **Editor-in-chief:**

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

## **Deputy editor-in-chief:**

A. I. Ermakov – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

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

## **Executive Editor and Technical Editor**

E. N. Ermilova – Engineer, Samara University (Samara, RU)

## **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.), Avrora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU)

A. G. Gimadiev – Doctor of Sciences (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 Sciences (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 Sciences (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)

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)

**Editorial address:** room 324, 43, Gaya street, Samara, 443086

**Address for correspondence:** 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation, Samara National Research University (room 324, building 14)

**Phone:** 8 (846) 267 47 66

**e-mail:** dynvibro@ssau.ru

**www:** <https://dynvibro.ru>

© Samara University, 2025

Free price

16+

СОДЕРЖАНИЕ

<b>Разработка математической модели оптимизации процесса фрезерования для повышения предела выносливости изделий и минимизации напряжённости процесса резания</b>	
<i>Д. В. Евдокимов, В. Г. Павлов, А. Е. Штырлов</i>	7
<b>Методика оценки виброактивности агрегатированного гидравлического прибора в условиях испытательного стенда</b>	
<i>А. А. Франтов, Ю. А. Гладилин, Н. В. Пялов</i>	19
<b>Спекл-интерферометрическая установка для непрерывной регистрации вибрационного состояния конструкций ГТД</b>	
<i>А. И. Жужукин, К. Г. Непеин, О. Г. Шарафутдинова</i>	29
<b>Комбинационные диагностические признаки технического состояния планетарных редукторов ГТД</b>	
<i>А. Е. Сундуков, А. А. Иголкин</i>	38
<b>Условия динамического нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД</b>	
<i>Д. Е. Долгих</i>	46
<b>Расчётная отстройка от автоколебаний и экспериментальная валидация энергетического метода их прогнозирования в лопатках компрессора ГТД</b>	
<i>П. В. Макаров, С. А. Чепига, О. Ю. Воронин, М. Е. Колотников, В. В. Веденев, Ф. А. Абдухакимов</i>	56
<b>Выбор геометрической формы проточной части дистанционно-управляемого клапана в целях минимизации его акустической излучаемой мощности турбулентного шума и гидравлического сопротивления</b>	
<i>С. А. Пономарев, А. Н. Крючков, Л. В. Родионов, Д. М. Стадник, М. А. Ермилов, С. А. Пономарева</i>	73
<b>Оценка углов падения волн акустического давления на поверхность стрингерной конструкции сухого отсека при старте ракеты</b>	
<i>П. А. Попов</i>	87
<b>Метод определения доверительных границ погрешностей измеряемых параметров неоднородного потока на входе в компрессор авиационного ГТД</b>	
<i>В. Н. Матвеев, Д. В. Пестов, Е. Д. Гатаулина, С. А. Мельников</i>	97

CONTENTS

<b>Development of a mathematical model for optimizing the milling process to increase the fatigue limit of products and minimize the stress of the cutting process</b>	
<i>D. V. Evdokimov, V. G. Pavlov, A. E. Shtyrlov</i>	7
<b>Methodology for assessing the vibration activity of an aggregated hydraulic device under test bench conditions</b>	
<i>A. A. Frantov, Y. A. Gladilin, N. V. Pyalov</i>	19
<b>Speckle interferometer setup for continuous recording of GTE structure vibration states</b>	
<i>A. I. Zhuzhukin, K. G. Nepein, O. G. Sharafutdinova</i>	29
<b>Combination diagnostic features of technical condition of planetary gearboxes for gas-turbine engines</b>	
<i>A. E. Sundukov, A. A. Igolkin</i>	38
<b>Dynamic loading conditions of radial bearings of rocket steering units of liquid rocket engine steering units</b>	
<i>D. E. Dolgih</i>	46
<b>Calculated detuning from flutter and experimental validation of the energy method of its prediction in the blades of the GTE compressor</b>	
<i>P. V. Makarov, S. A. Chepiga, O. Y. Voronin, M. E. Kolotnikov, V. V. Vedeneev, F. A. Abdukhakimov</i>	56
<b>Selection of the geometric shape of the flow path of a remotely controlled valve to minimize its acoustic radiated power of turbulent noise and hydraulic resistance</b>	
<i>S. A. Ponomarev, A. N. Kryuchkov, L. V. Rodionov, D. M. Stadnik, M. A. Ermilov, S. A. Ponomareva</i>	73
<b>Assessment of incidence angles of acoustic pressure waves on the surface of the stringer structure of the dry compartment during rocket launch</b>	
<i>P. A. Popov</i>	87
<b>Method for determining the confidence limits of errors in measured parameters of an inhomogeneous flow at the inlet of an aircraft gas turbine engine compressor</b>	
<i>V. N. Matveev, D. V. Pestov, E. D. Gataullina, S. A. Melnikov</i>	97



## Разработка математической модели оптимизации процесса фрезерования для повышения предела выносливости изделий и минимизации напряжённости процесса резания

- Д. В. Евдокимов** | доцент кафедры технологий производства двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва;  
email: dmitry.evd.ssau@gmail.com
- В. Г. Павлов** | студент института двигателей и энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва;  
email: homkov34@yandex.ru
- А. Е. Штырлов** | студент института двигателей и энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва;  
email: shtyrlov\_03@mai.ru

*В представленной статье демонстрируется работа по постановке натурального и численного экспериментов, посвящённых процессу фрезерования сплавов Д16 и Л63. Результатами натуральных экспериментов стали зависимости, связывающие параметры шероховатости с параметрами режима фрезерования применительно для сплавов Д16 и Л63. Данные зависимости могут быть использованы при оптимизации технологических процессов, когда требуется назначить такие режимы обработки, которые обеспечат заданную конструктором шероховатость поверхности. Кроме этого, данные зависимости были использованы авторами для модернизации формул по определению эффективного коэффициента концентрации напряжений, что имеет практическую пользу на этапах конструкторско-технологической подготовки производства. Результатом численного эксперимента стали зависимости, позволяющие определять максимальные эквивалентные напряжения, возникающие по режущему участку фрез в процессе обработки исследуемых в данной работе сплавов. Комплексное применение результатов настоящего исследования способно оказать положительный эффект на производстве как при достижении максимального качества продукции, так и при обеспечении экономического развития предприятия, подбирая щадящие обрабатывающий инструмент режимы обработки.*

**Ключевые слова:** фрезерование; шероховатость поверхности; качество поверхностного слоя; концентрация напряжений; напряжённо-деформированное состояние; латунный сплав; алюминиевый сплав; профилометр

**Цитирование:** Евдокимов, Д. В. Разработка математической модели оптимизации процесса фрезерования для повышения предела выносливости изделий и минимизации напряжённости процесса резания / Д. В. Евдокимов, В. Г. Павлов, А. Е. Штырлов, // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 7–18. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-7-18

---

В настоящее время на производственных предприятиях особое внимание уделяется качеству поверхностного слоя изделий, поскольку его параметры существенно влияют на

прочность и долговечность изделий. Стремление повысить эффективность узлов и агрегатов делает этот вопрос ещё более актуальным, так как чаще всего оно приводит к увеличению интенсивности нагрузок, действующих на детали. Как правило, усложнение конструкции деталей является закономерным результатом работы конструктора, обеспечивающего надёжность высоконагруженного изделия. Детали, входящие в сборку таких изделий, имеют сложную схему нагружения, где с большой вероятностью будут присутствовать и наиболее опасные с позиции надёжности переменные нагрузки [1-2]. Как известно, в условиях переменного нагружения поверхностный слой детали накапливает микроскопические пластические деформации и трещины [3].

Исходя из этого, объяснимо, что с увеличением шероховатости поверхности процесс образования деформаций и трещин в поверхностном слое при переменном нагружении интенсифицируется [4-7]. В этой связи возникает потребность в разработке таких методик, которые позволяют подбирать наиболее выгодные режимы обработки, при которых будет достигаться максимальный ресурс изделий при соблюдении всех требований к параметрам качества поверхностного слоя, при этом учитывая технологические возможности инструмента в плане его стойкости и долговечности. В работах [8-11] представлены примеры методик, позволяющих проводить подобную оптимизацию технологических процессов для достижения наилучшего отдельного параметра качества продукции.

В данной работе представлен результат проведённого испытания, посвящённого исследованию влияния режимов механической обработки при фрезеровании сплавов Д16 и Л63 на шероховатость поверхности изделия. Известно, что сплав Л63 и его аналоги широко используются в производстве муфт, при изготовлении деталей криогенной техники, узлов запорной арматуры. К примерам наиболее ответственных изделий возможно отнести центробежные рабочие колёса водяных насосов, синхронизаторы коробок передач автомобилей, корпуса клапанов охлаждения поршневых двигателей самолётов, шестерни трансмиссии автомобилей и так далее. При этом немалая часть таких деталей изготавливается при активном применении фрезерных операций. С реальными примерами возможно ознакомиться из рисунка 1.

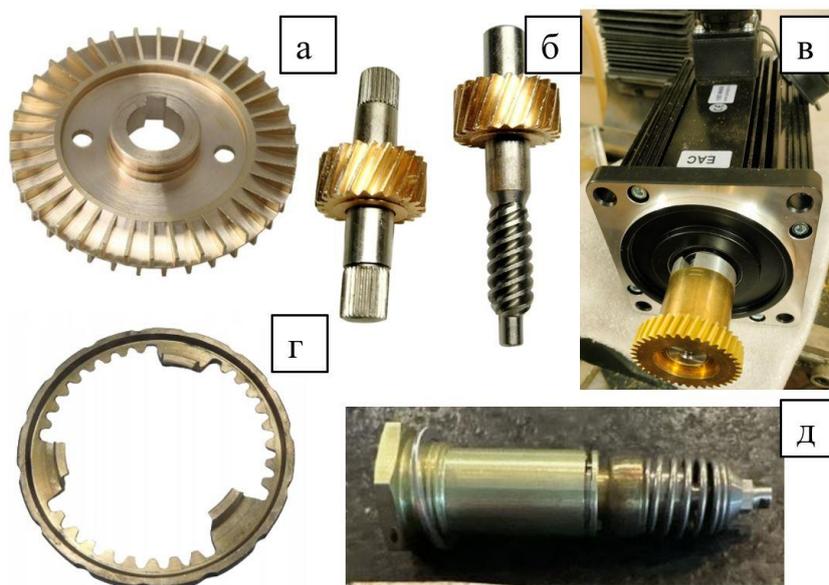


Рисунок 1 – Детали, выполненные из сплава Л63 и его аналогов: рабочее колесо водяного насоса (а), шестерня трансмиссии автомобиля «BMW 3 Series (E46)» (б), зубчатое колесо привода шпинделя модернизированного станка «ОPTIMUM BF20 Vario» (в), синхронизатор коробки передач автомобиля «Audi A4» (г), корпус клапана системы охлаждения двигателя самолёта «Cessna 172» в сборе (д)

Среди наиболее часто применяемых сплавов при производстве высоконагруженных изделий выделяется дюралюминиевый сплав Д16. Он отличается высокими прочностными характеристиками при небольшой плотности, благодаря чему он успешно используется для изготовления ответственных деталей, таких как корпусные элементы узлов силовых установок, входящих в сборку силовых конструкций машин или статических конструкций. При этом большое количество таких деталей изготавливается при самом активном применении фрезерования, с большим объёмом снимаемого материала. В этой связи исследование влияния процесса фрезерования на параметры качества поверхностного слоя, в частности шероховатости, становится особенно актуальным, например, для элементов обеспечения поперечной жёсткости центроплана гражданского самолёта (рисунок 2) [12, 13].

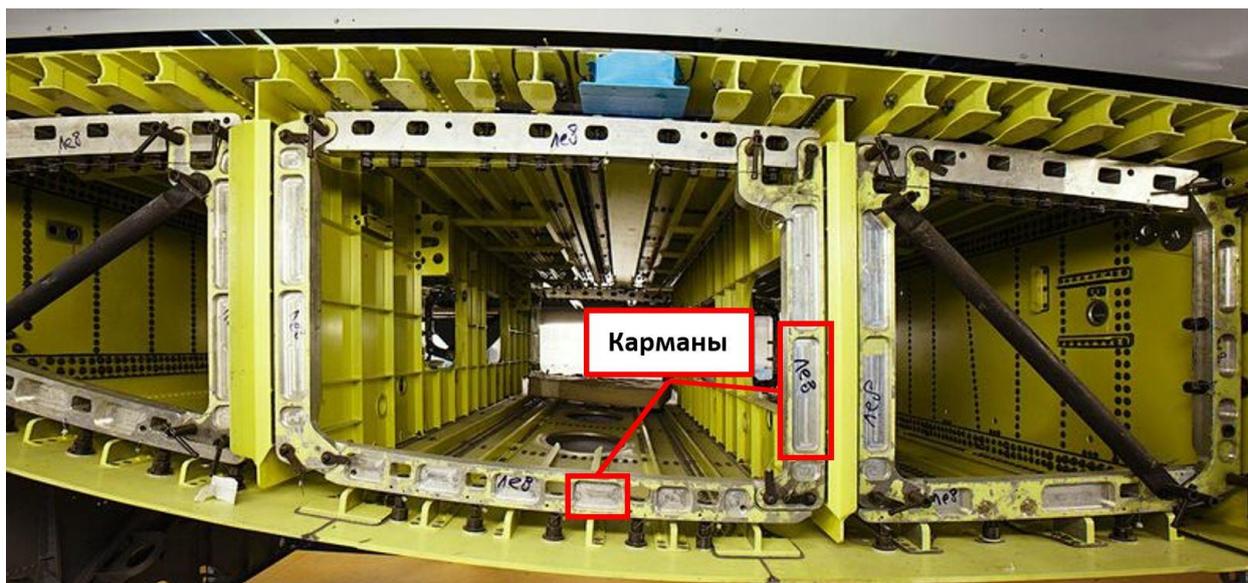


Рисунок 2 – Вид элементов обеспечения поперечной жёсткости центроплана гражданского самолёта (на элементах заметны многочисленные глубокие карманы, получаемые фрезерованием)

Для разработки математической модели, позволяющей учитывать условия фрезерной обработки при оценке напряжённно-деформированного состояния изделия были использованы зависимости по оценке коэффициентов снижения  $K$  предела выносливости при растяжении-сжатии или изгибе (1) и при кручении (2) [14-16]:

$$K = \left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v \cdot K_A}, \quad (1)$$

$$K = \left( \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v \cdot K_A}, \quad (2)$$

где  $K_\tau$ ,  $K_\sigma$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при нормальных и касательных напряжениях,  $K_{F\sigma}$ ,  $K_{F\tau}$  – коэффициенты влияния шероховатости поверхности,  $K_v$  – коэффициент влияния упрочнения поверхностного слоя,  $K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения,  $K_A$  – коэффициент анизотропии.

При этом для определения коэффициентов влияния шероховатости поверхности используются следующие зависимости [16]:

при растяжении-сжатии или изгибе:

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log R_z \cdot \left( \log \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right), \quad (3)$$

при кручении:

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425, \quad (4)$$

где  $R_z$  – высота неровностей по 10 точкам, мкм;  $\sigma_B$  – предел прочности материала, МПа.

Представленная математическая зависимость позволяет определять коэффициент влияния шероховатости исходя из значений параметра шероховатости  $R_z$  и предела прочности материала  $\sigma_B$ . В данных параметрах состоит её потенциал к модификации за счёт замены параметра шероховатости  $R_z$  на параметры режима фрезерования. Данная мера позволяет связывать зависимости (3) и (4) с режимами фрезерования, назначаемыми на этапах разработки технологического процесса производства.

Практическая значимость заключена в том, что на этапах конструкторской подготовки производится оценка напряжённо-деформированного состояния изделия, где конструктором берётся в учёт состояние шероховатости поверхности, в то время как при разработке технологии производства изделия требуется назначить такие режимы обработки, при которых будет обеспечена заданная конструктором шероховатость. Также, подобные зависимости будут полезны при решении задач реверс-инжиниринга, когда требуется произвести оценку надёжности и ресурса уже готового изделия.

Для реализации этой цели был произведён натуральный полный факторный эксперимент, который позволяет получать степенные зависимости следующего вида:

$$R_z = C S_z^m \vartheta^n B^p,$$

где  $C$  – постоянный коэффициент;  $m$ ,  $n$  и  $p$  – показатели степеней;  $S_z$  – подача на зуб при фрезеровании, мм/зуб;  $\vartheta$  – скорость резания, м/мин;  $B$  – ширина фрезерования, мм.

Для обработки результатов эксперимента использовался метод планирования многофакторного эксперимента [17]. С видом выбранных для эксперимента заготовок из сплавов Д16 и Л63 возможно ознакомиться из рисунка 3, а и б соответственно.

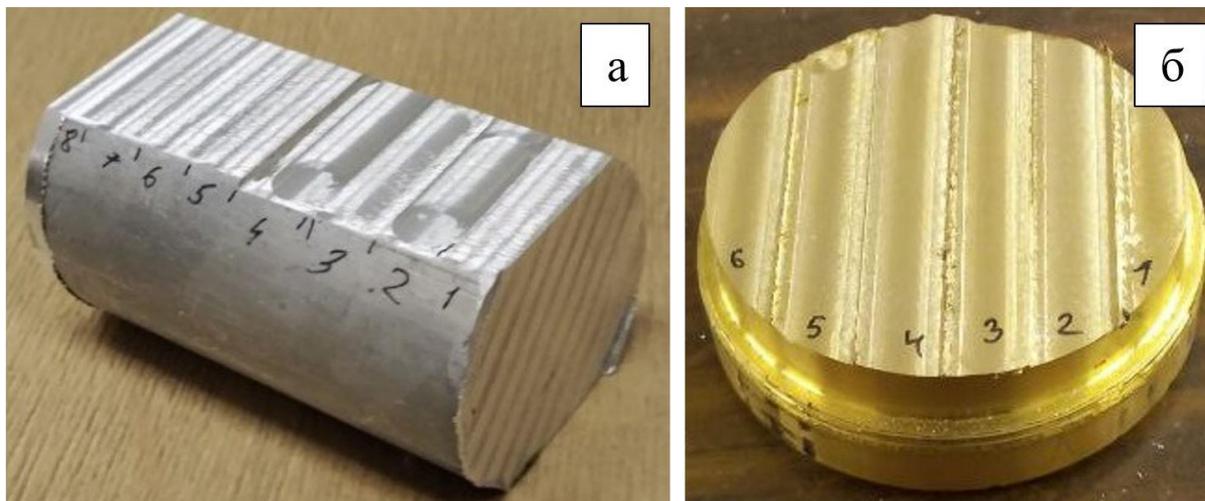


Рисунок 3 – Общий вид обработанных в ходе эксперимента заготовок, выполненных из сплавов Д16 (а) и Л63 (б)

Обработку было принято решение производить в тисках на фрезерном станке OPTIMUM BF20 Vario с модулем числового программного управления. Управление происходило с помощью блока управления Reiner CNC57 и программного пакета PUMOTIX. В качестве варьируемых в процессе эксперимента величин параметров режима фрезерования были выбраны: скорость резания  $v$ , глубина фрезерования  $t$  и подача на зуб  $S_z$ .

Таким образом, из составленной матрицы полного факторного эксперимента было получено 9 различных комбинаций режимов фрезерования. С учётом двух исследуемых материалов общее число исследуемых режимов составило 18, а с диапазоном режимов фрезерования можно ознакомиться из данных таблицы 1.

Таблица 1 – Диапазон параметров режимов фрезерования

Материал	Д-16			Л-63		
Величина	Ширина фрезерования $B$ , мм	Скорость резания $v$ , м/мин	Подача на зуб $S_z$ , мм/зуб	Ширина фрезерования $B$ , мм	Скорость резания $v$ , м/мин	Подача на зуб $S_z$ , мм/зуб
max	2	94,248	0,05	1	113,135	0,01
min	1	31,416	0,02	0,3	22,619	0,0067
Инструмент	Фреза концевая, диаметр $d = 10$ мм, число зубьев $z = 4$			Фреза концевая, диаметр $d = 12$ мм, число зубьев $z = 5$		

Для проведения эксперимента были выбраны две фрезы, выполненные из быстрорежущей стали, с износостойким покрытием из нитрида титана. Фреза, которая использовалась при обработке сплава Д16, имела 4 зуба, передний угол  $\gamma = 10^\circ$ , задний угол  $\alpha = 14^\circ$ , угол наклона зубьев  $\omega = 30^\circ$ . Другая фреза, использованная при обработке сплава Л63, имела 5 зубьев, передний угол  $\gamma = 12^\circ$ , задний угол  $\alpha = 15^\circ$ , угол наклона зубьев  $\omega = 30^\circ$ .

С целью достижения равномерного припуска и чёткого соблюдения заданных величин параметров режима фрезерования перед сериями экспериментальных проходов на черновом режиме подготавливалась технологическая база. После каждой серии экспериментальных проходов заготовка вынималась из тисков и устанавливалась на профилометр БВ-7669, где проводились соответствующие замеры параметров шероховатости [18, 19]. Для каждой поверхности, сформированной в результате прохода на исследуемом режиме, было выполнено по 3 замера таких величин, как среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$ , высота микронеровностей по 10 точкам  $R_z$  и средний шаг неровностей  $S_m$ . Результаты измерений приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Величины параметров шероховатости, полученные в результате проведения эксперимента

Материал	Д-16			Л-63		
Режим	$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	$S_m$ , мкм	$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	$S_m$ , мкм
1	5,08	31,3	234	2,62	18,3	130
2	5,02	26,2	274	1,58	18,1	67,1
3	2,98	17,4	148	1,72	14,6	102
4	3,4	21,7	163	2,09	21,4	122
5	5,17	36,3	280	2,6	16,5	125
6	4,45	29,3	225	1,66	12,2	80,77
7	6,44	37,6	386	2,36	16,9	86,3
8	4,42	27,4	198	1,98	18	100
9	3,17	19,1	214	2,21	16,4	96,7

В результате обработки данных экспериментов методом планирования многофакторного эксперимента были получены следующие степенные зависимости:

<p>Д16</p> $R_z = 23,678 \frac{9^{0,184} S_z^{0,133}}{B^{0,456}},$ $R_a = 3,689 \frac{9^{0,162} S_z^{0,111}}{B^{0,335}},$ $S_m = 218,842 \frac{9^{0,172} S_z^{0,178}}{B^{0,41}}.$	<p>Л63</p> $R_z = 14,889 \frac{B^{0,109}}{9^{0,083} S_z^{0,0551}},$ $R_a = 28,678 \frac{9^{0,0096} S_z^{0,584}}{B^{0,063}},$ $S_m = 1056,042 \frac{B^{0,046} S_z^{0,482}}{9^{0,0308}}.$
---	---

Таким образом, зависимость для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений возможно представить в виде:

$$K_F^{Д16} = 1 - 0,22 \cdot \log\left(23,678 \frac{9^{0,184} S_z^{0,133}}{B^{0,456}}\right) \cdot \left(\log \frac{\sigma_B}{20} - 1\right),$$

$$K_F^{Л63} = 1 - 0,22 \cdot \log\left(14,889 \frac{B^{0,109}}{9^{0,083} S_z^{0,0551}}\right) \cdot \left(\log \frac{\sigma_B}{20} - 1\right),$$

где зависимость  $K_F^{Д16}$  применима для сплава Д16, а  $K_F^{Л63}$  – для латуни Л63.

Заключительным этапом представленных в данной работе исследований был проведен численный эксперимент, в процессе которого оценивались максимальные напряжения, действующие на режущих кромках инструмента при таких условиях обработки, при которых проводился натурный эксперимент по определению шероховатости поверхности. Несмотря на изначальное понимание, что напряжения на режущих кромках не превысят критических значений, результаты данного эксперимента могут послужить в качестве референтных данных при экстраполяции поведения инструмента в экстремальных режимах. Это может быть актуальным при разработке более производительного технологического процесса или при наличии более сложных условий обработки. Кроме того, зависимости, позволяющие определять величину максимальных напряжений на кромке инструмента от параметров режима, могут быть полезными при решении многокритериальной оптимизации. Такой подход позволяет выбирать режимы обработки не только с точки зрения минимизации коэффициента снижения предела выносливости, но и минимальной нагрузки на режущие элементы инструмента. Выбор таких режимов обработки способствует снижению общей нагрузки на технологическую систему и продлевает срок службы инструмента, тем самым снижая затраты на его замену, что особенно важно при использовании дорогостоящего инструмента. К примеру, в работе [20] демонстрируется диаграмма распределения эквивалентных напряжений и амплитуды их изменения по передней поверхности режущего клина, где расположение пиковых значений напряжений коррелируется с расположением лунки износа. Это показывает непосредственную связь между локальными напряжениями и механизмами износа инструмента.

Для этого в программном комплексе T-Flex были разработаны конечно-элементные модели, состоящие из виртуальных тел рабочих участков фрез. С видом виртуальных геометрических участков фрез можно ознакомиться из рисунка 4.

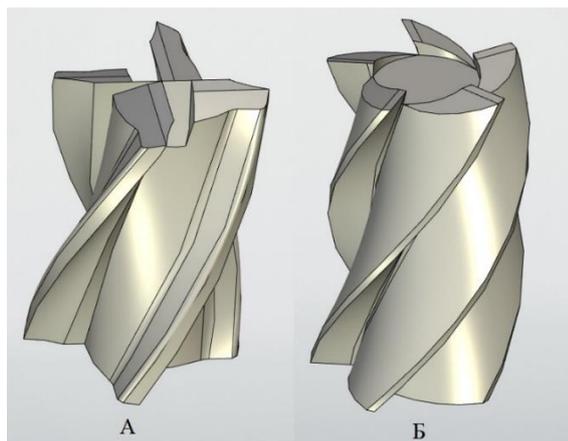


Рисунок 4 – Виртуальные геометрии режущих участков фрез для обработки сплава Д16(А) и сплава Л63(Б)

Для виртуальных тел конечно-элементных моделей были заданы исходные данные, необходимые для определения напряжённо-деформируемого состояния рабочих участков исследуемых фрез: физико-механические характеристики материалов, коэффициенты уравнений, описывающих пластическое поведение и разрушение материала. Кроме того, в соответствии с режимами обработки, применёнными в процессе натурального эксперимента, были определены компоненты силы резания, которые и являлись прикладываемыми к контактным поверхностям зубьев фрез в качестве нагрузки.

Зависимости, использованные для определения компонентов силы резания, представлены далее [21]:

$$P_z = \frac{10C_p t^x B^u S_z^y z}{D^q n^w},$$

$$P_x = 0,4P_z \tan \omega,$$

$$P_y = 0,6P_z,$$

где  $\omega$  – угол наклона винтового зуба фрезы;  $C_p, x, u, y, q, w$  – коэффициент и показатели степени, зависящие от материала и способа фрезерования;  $n$  – число оборотов фрезы, об/мин;  $z$  – число зубьев фрезы;  $D$  – диаметр фрезы, мм;  $B$  – ширина фрезерования, мм.

В таблице 3 представлены результаты определения компонентов силы резания, соответствующей режимам фрезерования в процессе проведения натурального эксперимента по определению параметров шероховатости.

Таблица 3 – Результаты определения компонентов силы резания при фрезеровании

Глубина резания $t$ , мм	Подача на зуб $S_z$ , мм	$P_z$ , Н	$P_y$ , Н	$P_x$ , Н
Сплав Д16				
2	0,05	197,6	118,6	45,6
2	0,02	102,2	61,3	23,6
1	0,05	108,9	65,3	25,5
1	0,02	56,3	33,78	13
1,5	0,035	119,4	71,6	27,5
Сплав Л63				
1	0,01	58,1	34,9	13,4
1	0,0067	43,5	26,1	10
0,3	0,01	20,6	12,4	4,7
0,3	0,0067	15,5	9,2	3,5
0,65	0,00835	35,2	21,2	8,1

В процессе определения напряжённно-деформируемого состояния рабочих участков фрез максимальные значения эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{ЭКВ IV}}$  заносились в таблицу 4.

Таблица 4 – Значения максимальных эквивалентных напряжений, действующих по режущим зубьям фрез

Глубина, мм	Подача на зуб, мм	$\sigma_{\text{ЭКВ IV(max)}}$ , МПа
Сплав Д-16		
2	0,05	380,4
2	0,02	197,6
1	0,05	209
1	0,02	108,4
1,5	0,035	230
Сплав Л-63		
1	0,01	201
1	0,0067	150,5
0,3	0,01	71
0,3	0,0067	53
0,65	0,00835	122

В таблицах 3 и 4, а также в полученных степенных зависимостях по определению максимальной величины эквивалентных напряжений, действующих на режущем участке фрезы, среди параметров режимов фрезерования нет скорости резания. Этот параметр был исключён на этапе проверки значимости коэффициентов регрессии.

На рисунке 5 представлен пример распределения эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{ЭКВ IV}}$  по виртуальным конечно-элементным телам режущих участков фрез, полученных в результате проведённого численного эксперимента.

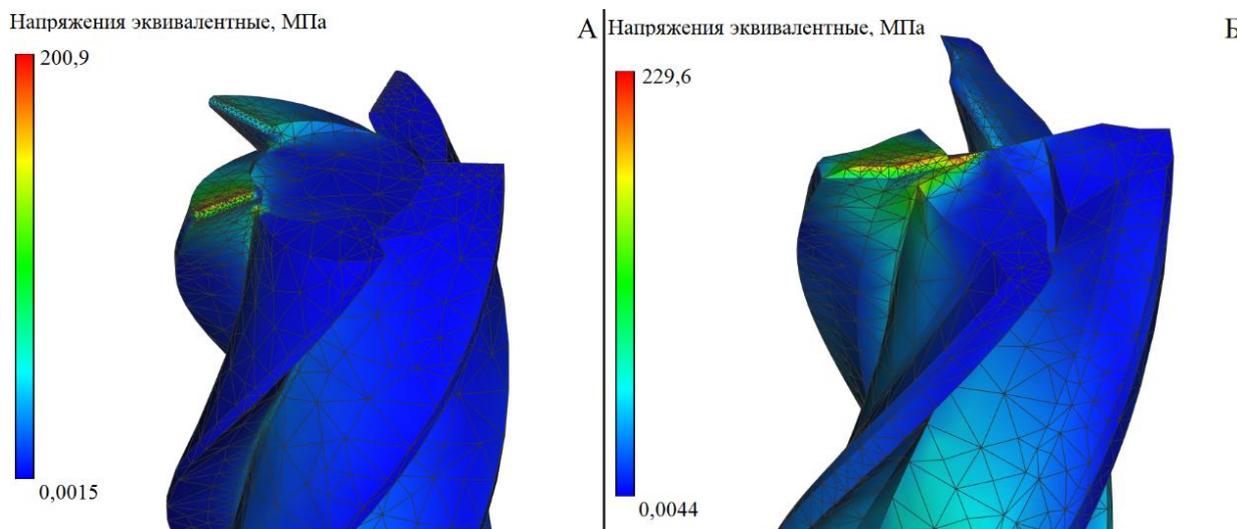


Рисунок 5 – Эквивалентные напряжения во фрезе (по 4 теории прочности) при первом режиме резания сплава Л63 (А) и девятом режиме резания сплава Д16 (Б) (см. табл. 2)

Таким образом, по результатам проведённого численного эксперимента были получены следующие степенные зависимости:

для сплава Д16:

$$\sigma_{\text{ЭКВ IV(max)}}^{\text{Д16}} = 951,6S_Z^{0,716} B^{0,865},$$

для сплава Л63:

$$\sigma_{\text{ЭКВ IV(max)}}^{\text{Л63}} = 2928,6S_Z^{0,726} B^{0,866}.$$

Для наглядности данные зависимости представлены в графической форме на рисунке 6.

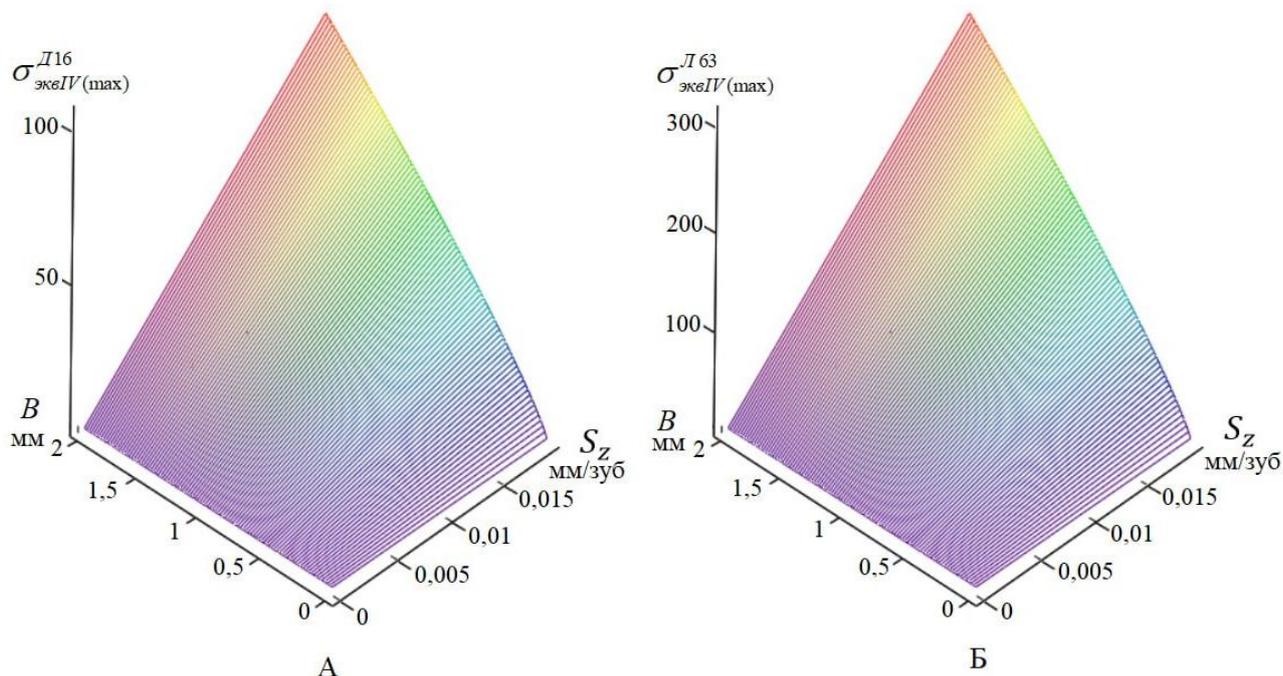


Рисунок 6 – Графическое отображение зависимостей по определению максимальных эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}}$ , действующих по режущей части фрез от параметров режима фрезерования сплава Д16 (А) и сплава Л63 (Б)

**Вывод:** в результате проведённой работы были получены зависимости, связывающие параметры шероховатости поверхности с параметрами режима фрезерования для сплавов Д16 и Л63. Кроме того, были модифицированы зависимости для определения коэффициента снижения предела выносливости при растяжении-сжатии и кручении, что позволило установить их связь с параметрами режимов механической обработки.

Дополнительно проведён численный эксперимент, в ходе которого определены зависимости, связывающие величину максимальных напряжений, действующих на режущих кромках инструмента, с параметрами режима фрезерования. Эти результаты могут быть полезны для дальнейших исследований, направленных на анализ механизма разрушения инструмента и повышения его стойкости.

Предложенные зависимости могут использоваться в задачах многокритериальной оптимизации технологического процесса. Они позволяют задавать режимы фрезерования, обеспечивающие как достижение максимального предела выносливости поверхностного слоя изделия, так и минимизацию напряжённости инструмента. Работа по снижению напряжённости процесса резания может повлиять в лучшую сторону на уровень вибраций, что в свою очередь, в контексте обработки высокоточных изделий может в значительной мере улучшить качество поверхностного слоя.

Совместное использование разработанных зависимостей с методиками определения распределения температурных полей в зоне резания открывает возможности для создания моделей, направленных на снижение интенсивности износа инструмента. Это, в свою очередь, позволит повысить его стойкость, обеспечивая экономическую эффективность технологического процесса.

**Список использованных источников**

1. Акимов, В. М. Основы надёжности газотурбинных двигателей / В. М. Акимов. – Москва: Машиностроение, 1981. – 207 с.
2. Современные технологии в производстве газотурбинных двигателей / А. Г. Братухин, Г. К. Язов, Б. Е. Карасёв [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1997. – 416 с.
3. Куркин, С. А. Модели развития разрушения от дефектов типа несплошностей при циклическом нагружении, основанные на методах механики разрушения / С. А. Куркин // Контроль. Диагностика. – 1998. – № 2. – С. 17–20.
4. Сулима, А. М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А. М. Сулима, В. А. Шулов, Ю. Д. Ягодкин. – Москва : Машиностроение, 1988. – 240 с.
5. Alajmi M.S. Prediction and Optimization of Surface Roughness in A Turning Process Using the ANFIS-QPSO Method / M. S. Alajmi, A. M. Almehsal // Materials. – 2020. – V. 13, №13. – P. 1.
6. Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 2 / А. Л. Воронцов, Н. М. Султан-заде, А. Ю. Албагачиев, А. И. Савкин // Вестник машиностроения. – 2010. – №5. – С. 57-65
7. Жуков, Э. Л. Методы обеспечения заданной шероховатости обрабатываемой поверхности на операциях чистового точения / Э. Л. Жуков, Т. А. Ларионова, С. Л. Плавник // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2016. – №5. – С. 924
8. Li, J. G. Distortion caused by residual stresses in machining aeronautical aluminum alloy parts: recent advances / J. G. Li, S. Q. Wang // Int J Adv Manuf Technol. – 2017. – Vol. 89, no. 1. – P. 997-1012.
9. Суслов, А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин / А. Г. Суслов, Москва : Машиностроение. – 2000. – 320 с.
10. Скуратов, Д. Л. Обработка конструкционных материалов. Процессы резания и режущие инструменты / Д. Л. Скуратов, В. Н. Трусов. – Самара : СГАУ, 2012. – 195 с.
11. Evdokimov, D. V. Development of a Finite Element Models and Method for Determining Residual Stresses in the Workpiece after the End Milling Operation / D. V. Evdokimov, D. L. Skuratov, A. S. Bukatuj // International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM). – 2022. – P. 1-7.
12. Евдокимов, Д. В. Расчётное прогнозирование технологических остаточных деформаций лопаток ГТД на этапе концевого фрезерования / Д. В. Евдокимов, Д. Л. Скуратов, А. С. Букатый // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2021. – Т. 24, №1. – С. 11-19
13. Овсеенко, А. Н. Технологические основы методов снижения остаточных деформаций и обеспечения качества обработки высоконагруженных деталей энергомашин: автореферат диссертации ... доктора технических наук / А. Н. Овсеенко. – Москва, 2006. – 32 с.
14. Нейбер, Г. Концентрация напряжений / Г. Нейбер. – Москва : Гостехиздат, 1947. – 204 с.
15. Петерсон, Р. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Петерсон. – Москва : Мир, 1977. – 301 с.
16. ГОСТ 25.504-82. Методы расчёта характеристик сопротивления усталости. – Москва : Стандартинформ, 1983. – 55с.
17. Бондарь, А. Г. Планирование эксперимента в химической технологии. / А. Г. Бондарь, Г. А. Статюха. – Киев : Вища школа, 1976. – 184 с.
18. Ковалёва, А. А. Оценка шероховатостей поверхностей деталей машин с износостойкими газотермическими покрытиями при токарной обработке / А. А. Ковалёва, А. А. Краско, Н. В. Рогов // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2022. – №6. – С. 56–64.
19. Саклакова, А. Е. Экспериментальное исследование шероховатости поверхности детали из теплостойкой стали после точения режущими пластинами из твердого сплава / А. Е. Саклакова, Ю. Н. Селина, М. А. Симаков, Ю. А. Филиппов // Решетневские чтения. – 2016. – Т. 1. – С. 577.
20. Табаков, В. П. Функциональные параметры процесса резания режущим инструментом с износостойкими покрытиями / В. П. Табаков, А. С. Верещака, С. Н. Григорьев. – Ульяновск: УлГТУ, 2012. – 172 с.
21. Козлов, В. Н. Расчёт режимов, сил и мощности резания / В. Н. Козлов. – Томск : изд-во ТПУ, 2014. – 29с.

## Development of a mathematical model for optimizing the milling process to increase the fatigue limit of products and minimize the stress of the cutting process

<b>D. V. Evdokimov</b>	Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Production; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: dmitry.evd.ssau@gmail.com
<b>V. G. Pavlov</b>	Student of Institute of Engines and Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: homkov34@yandex.ru
<b>A. E. Shtyrlov</b>	Student of Institute of Engines and Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: shtyrlov_03@mai.ru

*The presented article demonstrates the work on setting up full-scale and numerical experiments on the milling process of D16 and L63 alloys. The results of field experiments were dependences linking the roughness parameters with the parameters of the milling mode applied to alloys D16 and L63. These dependencies can be used to optimize technological processes when it is necessary to assign such processing modes that will ensure the surface roughness specified by the designer. In addition, these dependencies were used by the authors to modernize the formulas for determining the effective stress concentration coefficient, which has practical benefits at the stages of design and technological preparation of production. The result of the numerical experiment were dependences that allow us to determine the maximum equivalent stresses that occur along the cutting section of the cutters during processing of the alloys studied in this work. The integrated application of the results of this study can have a positive impact on production both in achieving maximum product quality and in ensuring the economic development of the enterprise by choosing processing modes that spare the processing tool.*

**Keywords:** milling; surface roughness; surface layer quality; stress concentration; stress-strain state; brass alloy; aluminum alloy; profilometer

**Citation:** Evdokimov, D. V., Pavlov, V. G. and Shtyrlov, A. E. (2025), "Development of a mathematical model for optimizing the milling process to increase the fatigue limit of products and minimize the stress of the cutting process", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 7-18. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-7-18 (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Akimov, V. M. (1981), *Osnovy nadezhnosti gazoturbinykh dvigateley* [Fundamentals of reliability of gas turbine engines], Mashinostroenie Publ., Moscow, 207p. (In Russian).
2. Bratuhin, A. G., Yazov, G. K., Karasev, B. E., Eliseev, Y. S., Krymov, E. E. and Nezhurin, E. P. (1997), *Sovremennye tehnologii v proizvodstve gazoturbinykh dvigateley* [Modern technologies in the production of gas turbine engines], Mashinostroenie Publ., Moscow, 416p. (In Russian).
3. Kurkin, S. A. (1998), "Models of the development of fracture from defects such as discontinuities under cyclic loading, based on methods of fracture mechanics", *Control' i diagnostika*, no. 2, pp. 17-20. (In Russian).
4. Sulima, A. M., Shulov, V. A. and Yagodkin, Y. D. (1988), *Poverhostnyy sloy i ekspluatatsionnye svoystva detaley mashin* [Surface layer and performance properties of machine parts], Mashinostroenie Publ., Moscow, 240p. (In Russian).
5. Alajmi, M. S. and Almeshal, A. M. (2020), "Prediction and Optimization of Surface Roughness in A Turning Process Using the ANFIS-QPSO Method", *Materials*, vol. 13, no. 13, pp. 1.
6. Vorontsov, A. L., Sultan-zade, N. M. and Albagachiev, A. Y. (2010), "Development of a new theory of thermal cutting processes. 4. Analysis of the main theoretical studies of thermal physics of cutting. Part 2", *Vestnik mashinostroeniya*, no. 5, pp. 57-65. (In Russian).

7. Zhulov, E. L., Larionova, T. V. and Plavnik, S. L. (2016), "Methods for ensuring a given roughness of the treated surface during finishing turning operations", *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, no. 5, pp. 924. (In Russian).
8. Li, J. G. and Wang, S. Q. (2017), "Distortion caused by residual stresses in machining aeronautical aluminum alloy parts: recent advances", *Int J Adv Manuf Technol.*, vol. 89, no. 1, pp. 997-1012.
9. Suslov, A. G. (2000), *Kachestvo poverhnostnogo sloya detaley mashin* [The quality of the surface layer of machine parts], Mashinostroenie Publ., Moscow, 320 p. (In Russian).
10. Skuratov, D. L. and Trusov, V. N. (2012), *Obrabotka konstruktsionnykh materialov. Protsessy rezaniya i rezhushchie instrumenty* [Processing of structural materials. Cutting processes and cutting tools], SSAU Publ., Samara, 195 p. (In Russian).
11. Evdokimov, D. V., Skuratov, D. L. and Bukatyj, A. S. (2022), "Development of a Finite Element Models and Method for Determining Residual Stresses in the Workpiece after the End Milling Operation", *International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM)*, pp. 1-7. (In Russian).
12. Evdokimov, D. V., Skuratov, D. L. and Bukatyj, A. S. (2021), "Technological residual deformations prediction of GTE blades by numerical method after end milling", *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, vol. 24, no. 1, pp. 11-19. (In Russian).
13. Ovseenko, A. N. (2006), *Tehnologicheskie osnovy snizheniya ostatozhnykh deformatsiy i obespecheniya kachestva obrabotki vysoko nagruzhennykh detaley energomashin* [Technological bases of methods for reducing residual deformations and ensuring the quality of processing of highly loaded parts of power engineering], Ph.D. Thesis, Moscow, 32 p. (In Russian).
14. Nayber, G. (1947), *Kontsentratsiya napryazheniy* [Stress concentration], Gostehizdast Publ., Moscow, 204 p. (In Russian).
15. Peterson, P. (1977), *Koeffitsienty kontsentratsii napryazheniy* [Stress concentration coefficients], Mir Publ., Moscow, 301p. (In Russian).
16. GOST 25.504-82 (1977), *Mobil'nyy spekl-interferometr dlya issledovaniya form kolebaniy vibriruyushchikh ob"ektov vo vnestendovykh usloviyakh* [Strength calculation and testing. Methods of fatigue strength behaviour calculation], Standartinform, Moscow, 55 p. (In Russian).
17. Bondar', A. G. and Statyuha, G. A. (1976), *Planirovanie eksperimrnta v himicheskoy tohnologii* [Planning an experiment in chemical technology], Vishcha shkola Publ., Kiev, 184 p. (In Russian).
18. Kovaleva, A. A., Krasko, A. A. and Rogov, N. V. (2022), "Assessment of surface roughness of machine parts with wear-resistant gas-thermal coatings during turning", *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, no. 6, pp. 56-64. (In Russian).
19. Salakova, A. E., Selina, Y. N., Simakov, M. A. and Filippov, Y. A. (2016), "Experimental study of the surface roughness of a heat-resistant steel part after turning with hard alloy cutting plates", *Reshetnevskye chteniya*, vol. 1, p. 577. (In Russian).
20. Tabakov, V. P., Vereshchaka, A. S. and Grigoriev, S. N. (2012), *Funktsional'nye parametry protsessa rezaniya rezhushchim instrumentom s iznosostoykimi pokrytiyami* [Functional parameters of the cutting process with wear-resistant coatings], UISTU Publ., Ulyanovsk, 172 p. (In Russian).
21. Kozlov, V. N. (2014), *Raschet rezhimiv, sil i moshchnosti rezaniya* [Calculation of cutting modes, forces and power], TPU Publ., Tomsk, 29p. (In Russian).



## Методика оценки виброактивности агрегатированного гидравлического прибора в условиях испытательного стенда

<b>А. А. Франтов</b>	кандидат технических наук, старший научный сотрудник – заместитель главного акустика; АО «Концерн «НПО Аврора», г. Санкт-Петербург; email: aafrantov@gmail.com
<b>Ю. А. Гладилин</b>	кандидат технических наук, доцент, главный акустик; АО «Концерн «НПО Аврора», г. Санкт-Петербург; email: gladil_01@mail.ru
<b>Н. В. Пялов</b>	кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник; АО «Концерн «НПО Аврора», г. Санкт-Петербург; email: afx7cu@mail.ru

*В настоящей работе рассматривается вопрос оценки виброактивности сложных многоканальных агрегатированных гидравлических приборов (АП), сочетающих в своей конструкции несколько одновременно задействованных рабочих элементов (дроссели, золотники), проточные каналы сложной геометрии, элементы управления задачей режимов. В таких условиях крайне важно определить вклад основных элементов в результирующую вибрационную характеристику устройства. Для выполнения указанных работ необходимо разработать порядок и методику их выполнения. В представленной работе приводятся основные положения разработанной методики и результаты их реализации, включающие в себя следующую последовательность действий:*

- *Перед установкой на стенд АП проводилось определение собственных частот свободных колебаний конструкции и её элементов путём его свободного подвеса. Полученные результаты учитывались при последующем анализе.*
- *Разработана программа выполнения измерений вибрационных характеристик АП на различных гидравлических режимах его работы. Составлена карта точек контроля вибрации, определяющая характеристики конкретных элементов конструкции АП.*
- *Разработана форма представления и анализа вибрационных характеристик по точкам измерения с температурным распределением результатов по 1/3 октавным полосам частот.*
- *Выполнены планируемые испытания, проведён анализ результатов, определены направления работ по улучшению конструкции АП и условий его испытаний.*

*Результаты применения приведённой методики при испытаниях виброактивности экспериментального образца АП позволили как определить направление улучшения его конструкции, так и оптимизировать режимы работы основных рабочих органов.*

**Ключевые слова:** *вибрация; агрегатированный прибор; испытательный стенд; методика; виброметрия*

**Цитирование:** Франтов, А. А. Методика оценки виброактивности агрегатированного гидравлического прибора в условиях испытательного стенда / А. А. Франтов, Ю. А. Гладилин, Н. В. Пялов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 19-28. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-19-28

## **Введение**

Снижение виброактивности оборудования систем судовой гидравлики является важной технической задачей. Вибрационные характеристики сказываются как на эксплуатационных качествах системы в целом, так и на технических параметрах корабля.

Особенно сложной задачей является в случае разработки агрегатированных гидравлических приборов (АП), представляющих собой единый конструктив, обобщающий в себе различные дроселирующие устройства, каналы проточных частей сложной формы, элементы управления задачей режимов работы, а также дублирующие каналы функционирования [1].

Для выполнения такого объёмного исследования необходимо заранее разработать программу и методику проведения комплекса работ [2], определиться с целями и чётко сформулировать задачи исследования. Далее, согласно поставленным задачам, требовалось разработать методику получения, систематизации и анализа большого массива данных, включающих в себя как вибрационные характеристики, так и функциональные параметры работы АП.

Исходя из такого подхода работы выполнялись в следующей последовательности:

- Перед установкой на стенд АП проводится определение собственных частот свободных колебаний конструкции и её элементов. Полученные результаты учитываются при последующем анализе.

- Разрабатывается программа выполнения измерений вибрационных характеристик АП на различных гидравлических режимах его работы. Составляется карта точек контроля вибрации, определяющая характеристики конкретных элементов конструкции АП.

- Разрабатываются формы представления и анализа вибрационных характеристик по точкам измерения с температурным распределением результатов по 1/3 октавным полосам частот.

- Выполняются планируемые испытания, проводится анализ результатов, определяются направления работ по улучшению конструкции АП и условий его испытаний.

### **1 Определение собственных частот свободных колебаний конструкции прибора**

Перед установкой на испытательный гидравлический стенд АП необходимо определить собственные частоты свободных колебаний конструкции и её элементов с целью последующего учёта их влияния на вибрационную характеристику функционирующего изделия. Для этого прибор свободно подвешивается и механически возбуждается ударом резинового молотка в средней зоне основного элемента конструкции (несущая плита, монолитный корпус, несущая рама и др.). Удары производятся в выбранных взаимно перпендикулярных направлениях – в нашем случае по направлению оси «Х», совпадающей с направлением подключения штуцеров гидравлических магистралей.

Измерительные головки с установленными в трёх взаимно перпендикулярных плоскостях вибропреобразователями крепятся в выбранных точках контроля на корпусе, в области основных рабочих элементов, на опорных элементах конструкции.

Анализ приводится в обобщённом виде в 1/3 октавной полосе частот в диапазоне от 5 Гц до 10 кГц. Среднеквадратичные значения вибрации по трём взаимно перпендикулярным направлениям измеряются во всех точках контроля.

Вибрационная характеристика, полученная в ходе исследования экспериментального образца АП, представлена на рисунке 1.

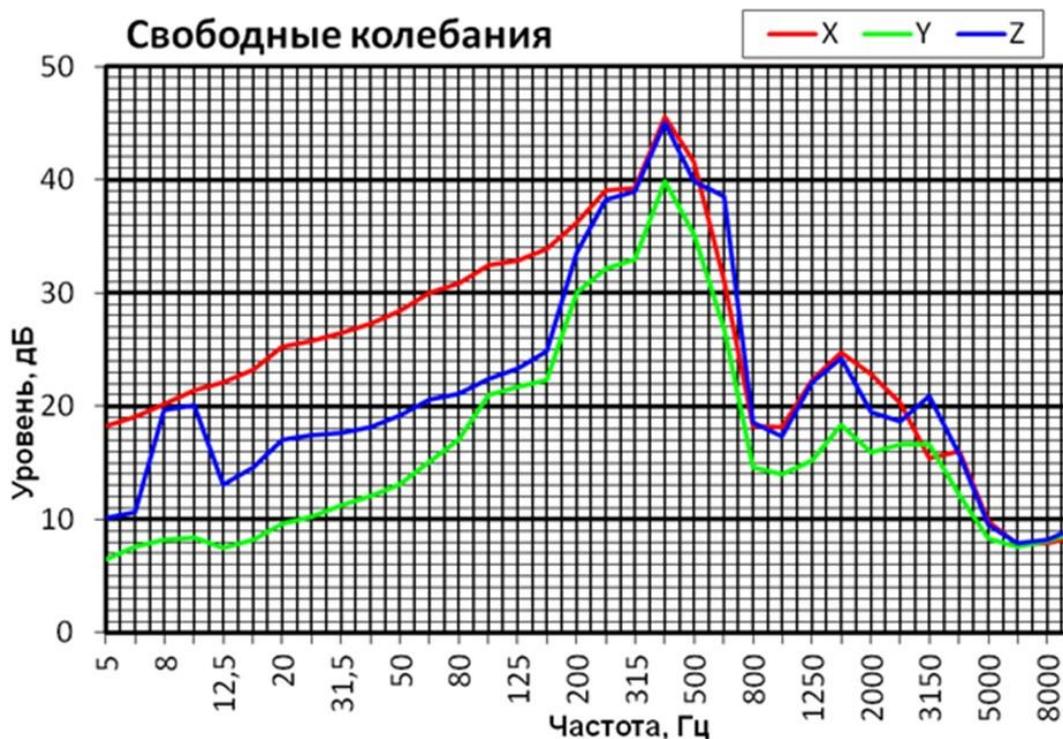


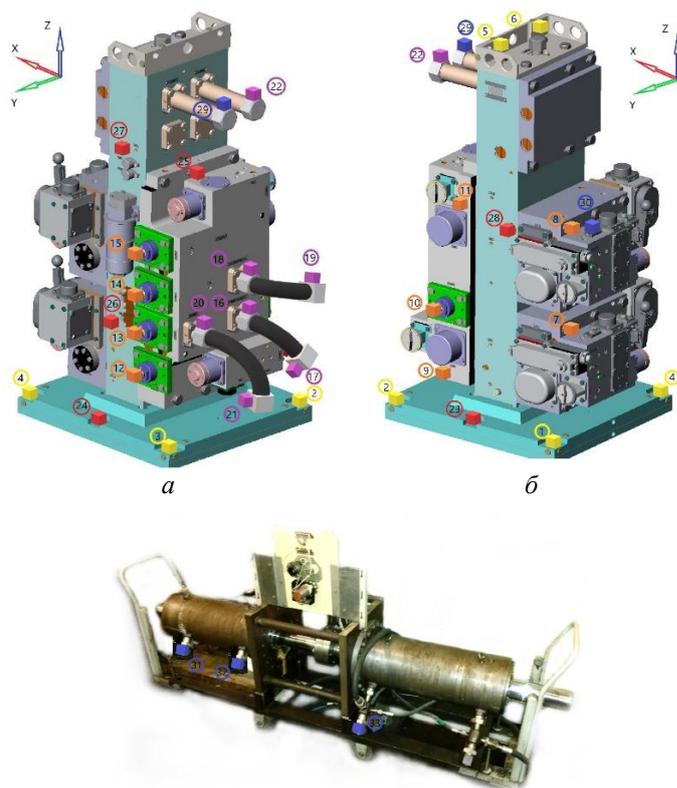
Рисунок 1 – Спектральная характеристика свободных вибрационных колебаний АП

Представленный результат достаточно наглядно характеризует основные дискретные проявления вибрационной характеристики в частотном спектре. Во всех точках контроля основная частота возмущения лежит в окрестности полосы со среднегеометрическим фильтром 400 Гц. В общем случае можно говорить, что в диапазоне частот от 200 до 600 Гц для всех точек контроля наблюдается максимальный вибрационный отклик на механическое возмущение свободноподвешенной конструкции АП.

## 2 Разработка программы испытаний АП

На первом этапе стендовых исследований образца АП необходимо определить места расположения точек контроля вибрации, а также разработать карту гидравлических режимов функционирования изделия на испытательном стенде [3].

При определении расположения точек измерения вибрации на поверхностях АП, подводящих трубопроводах и сопутствующем стендовом оборудовании необходимо руководствоваться размещением основных конструктивных элементов, влияющих на передачу энергии от потока рабочей среды к конструкции прибора. Тем самым локализируются потенциальные источники вибрации в агрегатированном приборе, определяется спектральное распределение вибрации от них и взаимное влияние источников по поверхности изделия, а также на штатных точках контроля вибрации. В качестве примера такого подхода к выбору точек измерения на рисунке 2 приводится их схема расположения для экспериментального образца АП, установленного на испытательном стенде.



Расположение точек измерения на СОП		
№ точки измерения	Режим испытаний	Расположение
1	Канал1.2	Опора АПС-3Х
2	Канал1.2	Опора АПС-3Х
3	Канал1.2	Опора АПС-3Х
4	Канал1.2	Опора АПС-3Х
5	Канал1.2	Упор АПС-3Х
6	Канал1.2	Упор АПС-3Х
7	Канал2	БКУ2
8	Канал1	БКУ1
9	Канал2	Р6
10	Канал2	ДрН2
11	Канал1	Р5
12	Канал2	ДрС2
13	Канал1.2	ДрС3
14	Канал1	ДрС1
15	Канал1	ДрН1
16	Канал2	Напор К2, гайка штуцера
17(19)	Канал1.2	Гайка тройника напорной магистрали
18	Канал1	Напор К1, гайка штуцера
19(17)	Канал1.2	Гайка тройника напорной магистрали
20	Канал1.2	Слив, гайка штуцера
21	Канал1.2	Гайка тройника сливной магистрали стенда
22	Канал1.2	2-Осн, гайка штуцера
23	Канал1.2	Опора АПС-3Х, между т. 1 и 2
24	Канал1.2	Опора АПС-3Х, между т. 3 и 4
25	Канал1.2	Головка болта крепления блока дросселей
26	Канал1.2	Заглушка на плите у БКУ2
27	Канал1.2	Заглушка на плите над БКУ
28	Канал1.2	Заглушка на плите у БКУ1
29	Канал1.2	1-Осн, гайка штуцера
30	Канал1.2	БКУ1 нагрузка
31	Канал1.2	Штуцер 1 Имитирующего ГЦ
32	Канал1.2	Штуцер 2 Имитирующего ГЦ
33	Канал1.2	Штуцер 1 Нагрузочного ГЦ

а б в г

Рисунок 2 – Карта точек контроля вибрации:  
 а, б – расположение точек на АП; в – расположение точек на стендовом нагрузочном устройстве;  
 г – таблица точек контроля по группам

Точки измерения вибрации, расположены согласно разработанной карте точек контроля вибрации (КТКВ). Они объединены в 5 групп, исходя из типа конструктивных элементов, на которых они располагались, возможностей измерительного оборудования, сравнимости результатов в группе.

В качестве обобщённых данных вибрационных характеристик целесообразно использовать 1/3 октавные уровни вибрации, получаемые в условиях, соответствующих нормативам. Контролироваться должны как установившиеся режимы работы АП (стационарные режимы), так и переходные (нестационарные) при изменении параметров движения рабочей среды через АП, с измерением импульсной вибрации (ИВ).

Направление осей установки вибропреобразователей во всех случаях подчиняется схеме, представленной на рисунке.

Далее разрабатывается программа проведения испытаний, включающая в себя проверку стендовых характеристик и их влияние на показатели изделия, измерение штатных и дополнительных режимов работы основных элементов работы АП [4]. Для экспериментального образца АП при исследовании на измерительном стенде был разработан следующий порядок испытаний:

- Исследование спектральной картины распределения вибрации по конструкции АП с локализацией основных источников вибрации [5].
- Определение вибрационной характеристики АП на режимах с повышенным значением расхода.
- Определение уровней вибрации на переходных режимах работы АП.

- Оценка изменения уровней вибрации вследствие перераспределения перепада давления на рабочих органах АП – при изменении степени открытия золотника.
- Оценка результатов исследования и выработка технических решений, направленных на снижение виброактивности АП в условиях испытательного стенда.

### 3 Разработка метода получения, обобщения и анализа результатов испытаний

Ввиду большого количества точек контроля вибрационных характеристик конструкции АП, значительного перечня режимов его функционирования на измерительном стенде, а также наличия сторонних источников, влияющих на полученные характеристики, требуется внимательно подойти к вопросу анализа и обобщения полученных результатов.

Традиционно для анализа и соотнесения результатов используется графическая форма представления результатов измерения в виде графиков спектральных характеристик (рисунок 3). Такой подход удобен и нагляден в случае, когда сравниваются несколько характеристик. В случае, когда единовременному анализу подлежат десятки характеристик, удобнее пользоваться табличным представлением спектральных характеристик по точкам с выполненным температурным распределением величин по полосам (рисунок 4). Также удобно в массиве полученных данных задать выделение для выраженных составляющих частотного спектра – дискретных составляющих спектра, определяемых уровнем в полосе с 1/3-октавным фильтром, на 6 дБ превышающем уровни в соседних полосах (сплошном спектре).

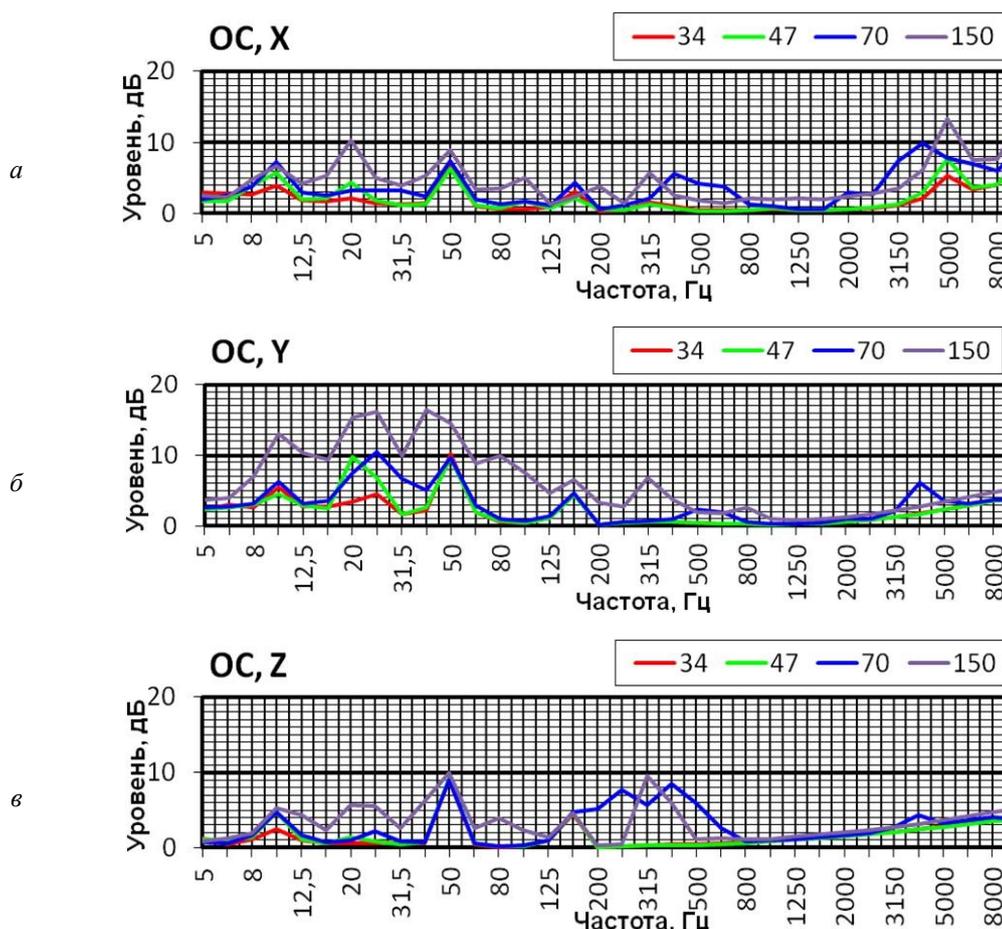


Рисунок 3 – Сравнительная характеристика стендовой вибрационной помехи в зависимости от величины расхода по осям: *a* – направление X (по потоку); *b* – направление Y; *v* – направление Z

На рисунке 4 приводятся результаты работы по построению карты вибрационных возмущений экспериментального АП, полученные в зонах размещения основных конструктивных элементов, таких как дроссели, золотники, в точках подключения стеновых трубопроводов, а также на несущей плите прибора согласно КТКВ и режима испытаний.

№ точки	1/3 октавные полосы частот, Гц																																									
	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000								
1	0,0	0,0	0,2	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	11,8	0,0	1,4	11,4	6,0	13,6	22,2	20,0	28,8	34,7	31,2	28,7	25,5	30,0	26,9	24,5	30,0	32,1	30,9	37,1	37,9	39,6	39,6	48,8									
2	0,0	0,0	0,0	3,4	0,5	0,0	0,0	1,3	0,0	3,0	18,8	0,1	0,2	5,5	4,8	17,2	28,4	30,7	34,6	32,7	28,6	26,8	23,9	27,3	24,8	26,7	23,4	30,8	30,5	37,6	39,0	39,3	42,7	40,8								
3	0,0	0,0	0,0	4,8	1,8	0,0	0,0	0,0	0,0	2,2	14,0	0,0	0,2	7,9	8,8	18,3	29,2	31,9	35,6	30,4	30,4	27,3	24,9	27,1	25,6	23,8	23,1	30,4	29,7	38,3	37,1	40,3	40,3	36,4	35,7							
4	3,4	4,1	4,1	5,3	3,7	2,6	3,0	4,0	3,2	2,6	9,4	2,2	3,2	10,6	5,4	13,6	23,0	21,1	32,5	35,6	32,3	27,5	27,3	28,0	25,4	22,7	30,0	32,3	29,9	38,1	40,3	41,3	39,7	41,2								
5	2,3	0,8	0,4	4,5	1,0	0,0	0,0	0,0	0,9	1,7	19,3	0,0	0,0	4,8	0,7	3,1	5,0	5,6	9,9	20,3	25,8	17,7	20,9	24,2	29,2	32,9	35,7	36,5	41,8	42,8	45,1	46,1	44,9	47,9								
6	0,0	0,0	0,0	4,1	0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	3,2	17,2	1,0	0,0	4,7	4,1	10,6	4,7	7,7	13,1	21,0	26,2	18,9	20,5	26,3	28,9	33,5	35,9	34,9	39,5	43,9	46,1	46,8	45,2	48,8								
7	0,0	0,0	0,3	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	10,8	0,0	0,5	7,2	6,3	12,3	11,3	16,0	22,1	23,6	31,0	26,1	25,9	26,7	29,3	23,4	24,4	35,7	38,9	39,8	40,3	37,9	35,9	45,0									
8	0,0	0,0	0,0	3,9	0,0	0,0	0,0	0,0	1,3	1,0	13,6	0,1	0,1	2,5	5,7	12,5	16,5	19,5	20,4	26,4	30,1	24,3	27,5	28,1	31,7	32,8	37,9	44,6	50,2	51,8	58,1	54,8	57,0									
9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0						
10	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0						
11	7,1	4,8	6,8	6,7	6,3	4,8	5,5	5,0	5,3	5,3	15,8	4,8	4,1	6,6	6,7	13,1	13,2	12,6	9,5	14,3	21,2	18,1	20,6	28,6	37,0	40,9	43,2	32,8	32,8	34,6	32,8	37,8	32,2	27,4								
12	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0						
13	3,3	3,3	2,5	4,8	4,1	2,1	1,6	2,6	2,0	3,0	12,2	1,4	2,8	7,3	5,5	8,5	12,4	15,8	21,6	29,8	39,1	36,4	18,0	19,4	30,4	36,2	40,2	45,5	47,8	50,3	45,1	39,9	31,1	23,0								
14	3,6	3,6	5,3	4,4	3,9	3,6	3,2	4,4	2,9	4,2	12,8	2,6	3,4	7,3	5,3	7,9	11,2	13,8	19,4	24,6	29,9	29,3	30,1	33,4	39,0	36,8	37,4	42,0	55,5	49,7	48,9	47,5	40,7	40,8								
15	3,9	4,5	4,6	5,2	4,3	2,9	2,7	3,5	3,2	2,6	8,4	1,4	2,0	3,9	4,7	3,3	9,3	13,0	17,5	23,2	29,6	30,8	32,7	37,6	47,4	50,2	43,1	42,9	44,5	49,6	48,4	47,2	43,5	41,0								
16	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0						
17/19	5,1	9,4	15,6	13,5	11,5	11,8	11,3	28,2	17,9	27,6	41,7	25,5	30,7	40,7	30,4	36,8	31,8	31,1	27,9	19,0	13,9	16,3	18,7	17,0	13,6	9,3	8,2	8,5	8,9	8,2	8,1	8,0	8,5	9,4								
18	0,0	0,0	0,0	0,5	0,6	0,0	0,3	0,0	0,0	0,2	11,1	0,0	0,0	1,9	6,0	12,4	15,2	19,9	24,1	25,1	30,3	23,2	24,8	27,1	34,3	39,9	33,0	35,0	35,7	40,2	38,7	47,2	45,7	37,3								
20	0,0	0,0	0,0	1,4	1,0	0,0	0,4	0,9	0,9	4,6	17,2	1,8	0,6	6,1	6,7	9,7	15,6	16,5	21,1	26,8	33,3	29,0	31,6	33,7	35,4	35,2	32,9	38,9	41,2	44,9	42,3	47,3	43,8	29,9								
21	8,7	6,9	12,9	16,9	17,7	18,2	13,3	28,6	18,9	17,9	31,4	14,5	22,2	27,5	14,0	15,4	14,4	13,4	11,8	6,9	5,0	2,2	0,4	2,7	1,2	5,9	6,3	18,3	10,6	6,5	6,5	12,3	14,3	7,4								
22	0,0	0,0	0,0	1,2	0,7	0,0	0,6	4,8	0,0	4,9	18,4	3,7	7,7	15,1	19,4	21,6	29,7	34,8	40,1	31,3	35,4	24,3	21,9	25,7	37,2	44,9	49,1	50,8	47,5	42,9	30,6	22,5	21,1	21,7								
23	2,2	3,7	4,3	4,3	3,6	2,8	3,1	2,9	6,0	3,2	10,3	2,5	1,8	8,0	5,3	6,4	5,3	8,9	18,5	19,3	26,2	28,2	28,3	35,0	33,3	31,5	33,3	40,9	45,5	49,3	51,1	46,8	42,5	39,6								
24	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	4,2	3,9	13,9	5,9	11,6	2,5	4,7	16,0	11,0	9,3	7,5	17,7	23,2	22,4	21,9	24,2	22,9	20,7	23,3	28,1	27,7	32,8	41,7	40,3	34,9	36,2	40,0	41,4							
25	4,6	4,4	4,2	4,8	4,3	3,7	3,1	3,9	3,7	2,1	5,6	1,5	1,3	2,4	2,2	3,3	10,7	14,1	14,9	23,3	29,6	24,6	26,5	28,3	32,8	35,9	36,5	44,3	34,8	41,5	41,4	43,5	46,1	43,0								
26	4,2	2,0	3,4	3,7	3,2	2,7	1,2	1,5	4,8	2,1	6,3	1,3	0,4	5,2	4,4	3,9	7,4	9,7	14,4	28,3	30,2	8,5	10,7	14,5	21,3	24,9	34,3	45,2	39,6	30,5	32,7	34,3	25,8	30,4								
27	3,8	3,6	3,8	4,7	4,8	2,9	2,2	2,2	5,5	2,6	4,5	1,4	0,9	4,3	4,1	5,4	8,9	13,4	26,0	28,7	14,3	12,0	22,2	20,5	25,6	32,1	41,1	41,0	33,5	31,6	35,2	34,4	29,1	30,8								
28	3,9	5,0	4,6	6,0	4,7	3,1	4,0	3,3	12,6	7,8	18,5	5,7	3,1	8,7	8,0	12,3	12,4	21,7	26,3	24,4	24,0	21,3	18,6	23,2	27,3	32,9	36,7	43,1	34,1	47,0	42,5	43,4	34,9	36,9								

Рисунок 4 – Вибрационная карта значений по полосам частот в направлении контроля по оси Z

Данная карта представляет собой сводную таблицу полученных 1/3 октавных характеристик вибрации для всех контролируемых точек по КТКВ по выбранной оси координат, для каждой из полос частотного спектра которой выполнено цветовое распределение величин. Также фиолетовым цветом определяются значения дискретных составляющих спектральных характеристик.

На приведённом рисунке отражена вибрационная картина для испытываемого АП на установившемся режиме работы в абсолютных значениях. Аналогичную форму анализа удобно использовать и при оценке относительных (сравнительных) величин.

#### 4 Оценка виброактивности агрегированного гидравлического прибора

Далее выполнялись измерения вибрационных характеристик и выявлялись характерные дискретные составляющие относительно конструктивных элементов, а значит и точек измерения экспериментального образца АП согласно разработанной программе и в соответствии с КТКВ.

Первым этапом оценивались вибрационные характеристики изделия на штатных, установившихся режимах его работы с постоянными показателями величин давлений и расхода рабочей жидкости в жидкостном тракте.

Также контролю и анализу подвергалась импульсная вибрация на нестационарных режимах работы АП (при переключке режимов его работы). Её контроль осуществлялся по накопленным за время усреднения максимальным значениям уровня. Эти испытания предполагали большую информативность картины влияния рабочих органов на вибрационную характеристику изделия, однако в значительной части контролируемого частотного диапазона спектр вибрации практически не отличался от результатов, получаемых на стационарных режимах. Спектральные характеристики, разнесённые по группам контрольных точек, строго соответствовали как по уровням (расхождение в среднем от 2 до 3 дБ), так и по характерным частотам.

После получения штатных вибрационных характеристик следующим этапом исследования стало определение влияния величины открытия золотника при работе АП, которое оценивалось по сводным вибрационным картам согласно КТКВ (рисунок 5). Расход на данном режиме работы изделия поддерживался постоянным, при этом изменялась величина от-



ло ожидать, практически повсеместно наблюдается увеличение вибрационной характеристики, независимо от места расположения контрольных точек и направления измерений. При этом с ростом величины расхода вибрационная характеристика также растёт.

В рамках разработанной программы испытаний и с применением рассмотренных методов оценки данных были также проведены измерения вибрационных характеристик экспериментального АП и определено влияние на них внешних нагружающих величин давления, а также работы управляющего контура.

Все эти данные позволили сформулировать обоснованные выводы и предложить ряд технических и организационных решений, положительно сказавшихся на снижении уровня вибрации как отдельных элементов, так и экспериментального АП в целом.

### **Заключение**

Результатом представленной работы стала разработка методики проведения испытаний сложных агрегатированных гидравлических приборов на испытательном стенде, включающая в себя последовательность выполняемых операций, средства и подходы их реализации и программно-математический аппарат их анализа.

Результатом применения данной методики при выполнении испытаний виброактивности экспериментального АП стали следующие решения и рекомендации:

1. Для снижения вибрации на частотах собственных колебаний конструкции АП рекомендована доработка опорно-амортизирующей конструкции с изменением её жёсткостных и габаритных характеристик.

2. Улучшение условий проведения испытаний АП на испытательном стенде за счёт применения опорных конструкций увеличенной массы и жёсткости.

3. При работе прибора целесообразно переходить к полному открытию при соответствующей регулировке дросселей – это даёт снижение общих уровней вибрации на опорных точках.

4. Форсирование существующей конструкции по расходам более чем на 10–15 процентов от номинального нецелесообразно, исходя из полученных вибрационных характеристик. В случае необходимости увеличения расхода более чем на 15 процентов следует заменять гильзу следующей по типоряду с большим расходом.

5. Влияние нагрузки на виброактивность АП определяется её направлением действия (знаком): при положительной нагрузке виброактивность снижается, при отрицательной – увеличивается.

### **Список использованных источников**

1. Гладилин, Ю. А. Исследование эффективности применения некоторых методов снижения виброактивности гидравлических приборов. / Ю. А. Гладилин, Н. Н. Ромашов, А. А. Франтов // *Технико-технологические проблемы сервиса*. – № 4 (22). – 2012. – С. 10-13.

2. Голуб, Е. С. Диагностирование судовых технических средств: Справочник / Е. С. Голуб, Е. З. Мадорский, Г. Ш. Розенберг. – Москва : Транспорт, 1993. – 150 с.

3. Ширман, А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – Москва : Машиностроение, 1996. – 216 с.

4. Барков, А. В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: Учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова. – Санкт-Петербург: Изд. центр СПбГМТУ, 2004. – 152 с.

5. Никифоров, А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций: Справочник / А. С. Никифоров. – Ленинград : Судостроение, 1990. – 198 с.

## Methodology for assessing the vibration activity of an aggregated hydraulic device under test bench conditions

<b>A. A. Frantov</b>	Candidate of Science (Engineering); senior researcher – deputy chief acoustician of Concern Avrora Scientific and Production Association JSC, Saint-Petersburg, Russian Federation; email: aafrantov@gmail.com
<b>Y. A. Gladilin</b>	Candidate of Science (Engineering); assistant professor; head of laboratory – chief acoustics of Concern Avrora Scientific and Production Association JSC, Saint-Petersburg, Russian Federation; email: gladil_01@mail.ru
<b>N. V. Pyalov</b>	Candidate of Science (Engineering); leading researcher of Concern Avrora Scientific and Production Association JSC, Saint-Petersburg, Russian Federation; email: afx7cu@mail.ru

In this paper, we consider the issue of evaluating the vibration activity of complex multichannel aggregated hydraulic devices (AD) that combine in their design several simultaneously involved working elements (throttles, spool valves), flow channels of complex geometry, and control elements of various modes. In such conditions, it is extremely important to determine the contribution of the main elements to the resulting vibration characteristic of the device. To perform these works, it is necessary to develop an order and methodology for their implementation. The paper presents the main provisions of the developed methodology and the results of their implementation, including the following sequence of actions:

- Before installing the AD on the bench, the natural frequencies of free vibrations of the structure and its elements were determined by its free suspension. The results obtained were taken into account in the subsequent analysis.
- A program for measuring the vibration characteristics of the AD in various hydraulic modes of operation was developed. A map of vibration control points was compiled, determining the characteristics of specific structural elements of the AD design.
- A form of presentation and analysis of vibration characteristics at measurement points with a temperature distribution of the results over 1/3 octave frequency bands was developed.
- The planned tests were carried out, the results were analyzed, and the directions of work to improve the design of the AD and its test conditions were determined.

The results of applying the above methodology in testing the vibration activity of the experimental AD sample made it possible both to determine the direction of improvement of its design and to optimize the operating modes of the main working bodies.

**Keywords:** vibration; aggregated device; test bench; methodology; vibrometry

**Citation:** Frantov, A. A., Gladilin, Y. A. and Pyalov, N. V. (2025), “Methodology for assessing the vibration activity of an aggregated hydraulic device under test bench conditions”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 19-28. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-19-28. (In Russian; abstract in English)

---

### References

1. Gladilin, Yu. A., Romashov, N. N. and Frantov, A. A. (2012), “Investigation of the effectiveness of the application of some methods of reducing the vibration activity of hydraulic devices”, *Technical and technological problems of the service*, no. 4 (22), pp. 10-13. (In Russian)
2. Golub, E. S., Madorsky, E. Z. and Rosenberg, G. Sh. (1993), *Diagnostirovanie sudovykh tekhnicheskikh sredstv: Spravochnik* [Diagnostics of ship technical equipment: a reference book], Transport, Moscow, 150 p. (In Russian)

3. Shirman, A. R. and Solovyov, A. B. (1996), *Prakticheskaya vibrodiagnostika i monitoring sostoyaniya mekhanicheskogo oborudovaniya* [Practical vibration diagnostics and monitoring of the condition of mechanical equipment], Mashinostroenie, Moscow, 216 p. (In Russian)
4. Barkov, A. V. and Barkova, N. A. (2004), *Vibratsionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya. Analiz vibratsii: uchebnoe posobie* [Vibration diagnostics of machinery and equipment. Vibration analysis: A textbook], Publishing Center of St. Petersburg State Technical University, St. Petersburg, 152 p. (In Russian)
5. Nikiforov, A. S. (1990), *Akusticheskoe proektirovanie sudovykh konstruksiy: spravochnik* [Acoustic design of ship structures: Handbook], Sudostroenie [Shipbuilding], Leningrad, 198 p. (In Russian)



## Спекл-интерферометрическая установка для непрерывной регистрации вибрационного состояния конструкций ГТД

<b>А. И. Жужукин</b>	кандидат технических наук, инженер-конструктор; ПАО «ОДК-Кузнецов», г. Самара; email: dynvibro@ssau.ru
<b>К. Г. Непеин</b>	начальник отдела; ПАО «ОДК-Кузнецов», г. Самара; email: dynvibro@ssau.ru
<b>О. Г. Шарафутдинова</b>	инженер-конструктор; ПАО «ОДК-Кузнецов», г. Самара; email: dynvibro@ssau.ru

*Разработана спекл-интерферометрическая установка для исследования в автоматическом режиме форм и частот колебаний конструкций газотурбинных двигателей посредством сканирования в заданном диапазоне частот. Для привязки каждого кадра к частоте колебаний объекта сканирование гармоническим сигналом и управление видеопотоком осуществляются с компьютера с помощью одной программы. Результатом работы программы является интерферометрический фильм с информацией о вибрационном состоянии объекта на всех частотах заданного диапазона. Резонансные частоты определяются по статистическому критерию спекл-интерферограмм. С помощью разработанной установки проведены исследования форм и частот колебаний рабочей лопатки компрессора. Проведено исследование перехода колебаний лопатки компрессора направляющего аппарата с одной формы на другую при росте частоты возбуждающего сигнала.*

**Ключевые слова:** цифровая корреляционная спекл-интерферометрия; формы и частоты колебаний; интерферометрический фильм; суперпозиция форм колебаний

**Цитирование:** Жужукин, А. И. Спекл-интерферометрическая установка для непрерывной регистрации вибрационного состояния конструкций ГТД / А. И. Жужукин, К. Г. Непеин, О. Г. Шарафутдинова // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 29–37. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-29-37

### Введение

В настоящее время достигнут значительный прогресс в разработке математических методов численного моделирования и развитии вычислительной техники, что позволяет в большинстве случаев с достаточной точностью определять частоты и формы колебаний деталей и конструкций газотурбинных двигателей (ГТД). Вместе с тем результаты, полученные расчётными методами, требуют экспериментальной верификации, так как при создании численной модели невозможно учесть все реальные условия эксплуатации конструкции и из-за неопределённостей и допущений часто приходится прибегать к упрощениям. Следует отметить также, что в реальных конструкциях при их изготовлении всегда возникают малые от-

личия деталей, вызванные технологическими допусками, неоднородностью материала, технологическими несовершенствами при сборке и т. д. Причём все эти факторы имеют случайный характер, что затрудняет расчёт колебаний конструкций ГТД с помощью численных методов.

В связи с этим экспериментальные исследования вибрационных характеристик деталей и конструкций газотурбинных двигателей, особенно тех, которые подвергаются наибольшим нагрузкам в процессе эксплуатации, являются неперенными и обязательными мероприятиями для повышения работоспособности и надёжности конструкций ГТД.

Основным экспериментальным средством исследования вибрационного состояния деталей и узлов всех типов турбомашин является тензометрирование [1]. Однако при тензометрировании возникает проблема выбора мест расположения тензодатчиков, которые необходимо выбрать таким образом, чтобы получить максимальную информацию об опасных динамических состояниях конструкции. Для решения этой задачи возникает необходимость в предварительном определении собственных форм и частот колебаний исследуемой конструкции в реально возбудимой части спектра. Наиболее полную информацию о колебаниях деталей и узлов ГТД дают классические методы голографической и спекл-интерферометрии [2–6], а также появившиеся в последнее время их цифровые варианты [7–9].

Вместе с тем, хотя набор форм и частот колебаний является важной информацией, в некоторых случаях необходимо проследить за развитием колебаний конструкций ГТД в динамике при изменении частоты вращения ротора, когда падает или растёт частота возбуждающих сил во времени. Это позволяет изучить процесс взаимного перехода форм собственных колебаний при изменении частоты возбуждения, а также более достоверно установить, является ли наблюдаемая интерференционная картина формой колебаний. Как отмечено в [10], достаточно исследовать поведение формы при некотором изменении частоты возбуждения. Если при этом узловые линии не перемещаются, частота является резонансной, в противном случае возбуждается суперпозиция форм.

Для решения этой технической задачи может быть использовано несколько подходов. В работе [11, 12] применялась киноголографическая установка, созданная на базе импульсного рубинового лазера, с частотой съёмки несколько десятков кадров в секунду. Однако наряду с дороговизной и большими техническими трудностями, связанными с созданием голографического фильма, вследствие того, что все интерференционные полосы имеют равную яркость, полоса нулевого порядка неотличима от других интерференционных полос, что в значительной степени усложняет даже качественную трактовку результатов при анализе полученного фильма. В работах [13, 14] использовался метод голографической интерферометрии в реальном времени, когда восстановленное с голограммы изображение объекта в исходном состоянии интерферометрически сравнивается с колеблющимся объектом. Одновременно с этим регистрируется изменяющаяся интерференционная картина, несущая информацию о вибрационном состоянии исследуемого объекта. Недостатком этого метода является низкий контраст интерференционных полос, что снижает информативность исследований. Кроме того, сложность в автоматизации и высокие требования к виброизоляции оптической схемы во многом затрудняют использование классической голографической интерферометрии для определения вибрационных характеристик деталей и узлов ГТД в заводских и производственных условиях. Эти недостатки в значительной мере отсутствуют при использовании цифровых интерферометрических методов. В работе [15] авторы зарегистрировали динамику изменения колебаний объекта в зависимости от роста частоты возбуждения в виде интерферометрического фильма с помощью цифровой голографической интерферометрии. Однако при просмотре фильма, полученного методом усреднения во времени в цифровом варианте, видны только узловые линии на объекте и практически нет информации об амплитудах колебаний в пучностях объекта, так как интерференционные картины в этом случае

имеют квазибинарный вид. При использовании цифрового стробоскопического способа все интерференционные полосы имеют одинаковый контраст, вследствие чего нельзя определить положение узловых линий на колеблющемся объекте.

Цель настоящей работы – показать возможности спекл-интерферометрии для непрерывного исследования в автоматическом режиме колебаний конструкций ГТД в любом заданном диапазоне частот.

### Описание установки и экспериментальная часть

Для достижения указанной цели разработана установка на основе метода цифровой корреляционной спекл-интерферометрии (рисунок 1). Используемая оптическая схема интерферометра с диффузным опорным пучком соответствует работе [16].

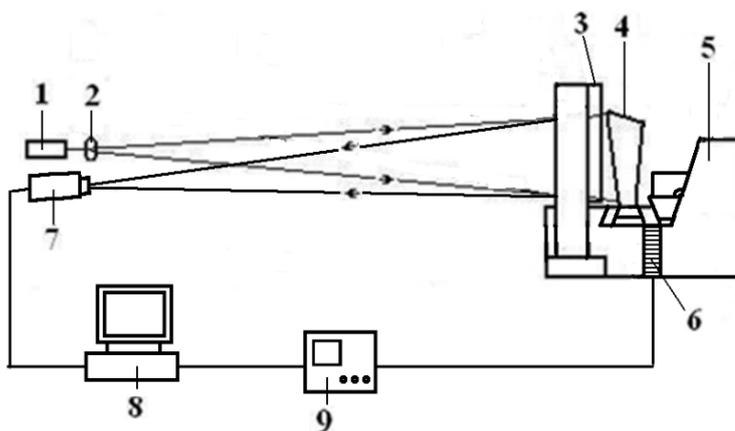


Рисунок 1 – Спекл-интерферометрическая установка для исследования колебаний конструкций ГТД в динамике при изменении частоты: *а* – внешний вид; *б* – оптическая схема.

- 1 – лазер; 2 – расширитель пучка; 3 – диффузно-рассеивающий элемент; 4 – вибрирующий объект; 5 – универсальное специальное приспособление; 6 – пьезокерамические диски; 7 – видеокамера; 8 – персональная ЭВМ; 9 – усилитель

Когерентный луч лазера 1, расширительная линза 2, диффузно-рассеивающий элемент 3 и исследуемая деталь 4, закреплённая с помощью универсального специального приспособления 5, расположены на одной оптической оси. Видеокамера 7 должна быть максимально приближена к этой оптической оси. В качестве исследуемой детали в данной работе использовалась рабочая лопатка компрессора. Для возбуждения колебаний лопатки внутрь универсального специального приспособления 5 вмонтированы пьезокерамические диски 6, что позволяет использовать бесконтактный метод возбуждения колебаний волновой деформацией [17]. При этом методе возбудитель не влияет на собственные частоты и не искажает формы колебаний лопатки. Предотвращается пропуск отдельных форм, который возможен при контактном возбуждении. Универсальное специальное приспособление 5 жёстко крепится к массивной плите интерферометра. В этом случае вместе они составляют единое целое с большой массой (более тонны), что исключает влияние массы лопатки на результаты исследований её собственных частот и форм колебаний [18].

Для возбуждения колебаний лопатки 4 в исследуемом диапазоне частот с ПЭВМ 8 через усилитель 9 в режиме сканирования подаётся гармонический сигнал на встроенный пьезовозбудитель колебаний 6. На фоточувствительной матрице видеокамеры 7 непрерывно регистрируется и вводится в компьютер результирующая интерференционная картина двух спекл-структур, образованных шероховатой поверхностью лопатки 4 и диффузно-

рассеивающим элементом 3. Ввиду того, что генерация гармонического сигнала и управление регистрацией видеопотока осуществляются одной программой, каждый кадр привязан к определённой частоте колебаний объекта. Сканирование в исследуемом диапазоне частот проводится  $K$  раз (обычно  $K$  от 3 до 5) в автоматическом режиме.

Для кадров, соответствующих одинаковым частотам, находятся всевозможные разности. На каждой частоте число разностных изображений составит [19]:

$$N = 0,5K(K - 1). \quad (1)$$

Распределение яркости в точке  $(x, y)$  каждого разностного изображения будет иметь вид [20]:

$$\Delta B_i(x, y) \approx \left| \sqrt{I_s \cdot I_0} J_0 \left( \frac{4\pi A(x, y)}{\lambda} \right) \cdot \cos \delta \varphi_i(x, y) \right|, \quad (2)$$

где  $I_s, I_0$  – усреднённая за время ввода яркость предметного и опорного пучков в точке  $(x, y)$ ;  $J_0$  – функция Бесселя первого рода нулевого порядка;  $A(x, y)$  – амплитуда колебаний поверхности в точке  $(x, y)$ ;  $\lambda$  – длина волны лазерного излучения;  $\delta \varphi_i(x, y)$  – разность фаз между предметным и опорным пучками в точке  $(x, y)$ .

Затем эти разностные изображения складываются:

$$B(x, y) = \sum_i^N \Delta B_i(x, y). \quad (3)$$

При сложении используется порог  $h$ :

$$B_h(x, y) = \begin{cases} 255, & B(x, y) \geq 255 \\ B(x, y), & h < B(x, y) < 255, \\ B_{cp}(x, y), & B(x, y) \leq h \end{cases} \quad (4)$$

где  $B_{cp}(x, y)$  – целая часть значения величины  $\frac{B(x, y)}{N}$ .

Использование порога позволяет снизить шумы в зоне вторичных максимумов функции Бесселя за счёт усреднения. В итоге формируются интерференционные картины, несущие информацию о колебаниях объекта на каждой частоте, которые вводятся в память компьютера и записываются в папку для создания интерферометрического видеофильма.

Применение созданной установки позволяет в автоматическом режиме определять формы и частоты колебаний деталей ГТД в любом заданном диапазоне частот, что снижает трудоёмкость и сокращает время проведения вибрационных испытаний. На рисунке 2 показаны результаты исследования форм и частот колебаний рабочей лопатки компрессора в диапазоне от 200 до 4600 Гц. Резонансные частоты определяются по статистическим характеристикам спекл-интерферограмм. В качестве статистической характеристики  $\sigma$  в данной работе использовалась величина среднеквадратического отклонения между спекл-полями, образованными поверхностью неподвижной и колеблющейся на разных частотах лопатки.

Расчёт величины  $\sigma$  проводился не по всему кадру, а только по точкам, принадлежащим поверхности лопатки. Значения резонансных частот определяются автоматически по положению максимумов на рисунке 2 и приведены в таблице 1.

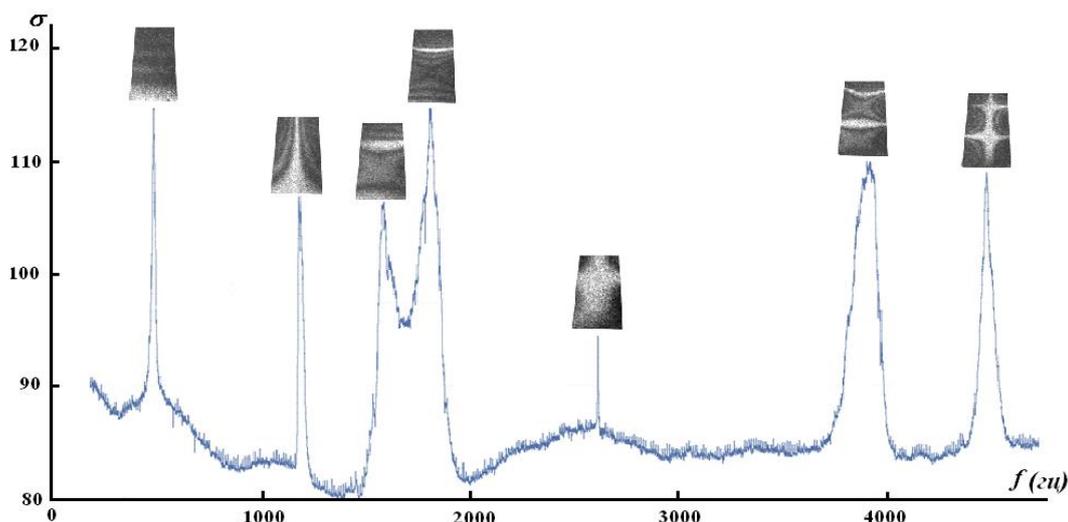


Рисунок 2 – График зависимости величины  $\sigma$  на поверхности вибрирующей лопатки от частоты колебаний

Таблица 1 – Собственные частоты рабочей лопатки компрессора

Форма	$F_{10}$	$F_{11}$	$F_{20}$	$F_{21}$	$F_{30}$	$F_{31}$
Частота, Гц по значению $\sigma$	399	1175	1565 1782	2620	3901	4458
Частота, Гц по фигуре Лиссажу	395	1164	1547 1767	2606	3893	4414

Как следует из этой таблицы, расхождение полученных с помощью созданной установки частот с результатами определения резонансов по фигуре Лиссажу не превышает 1,1%.

Важной особенностью созданной установки является возможность регистрации в автоматическом режиме поведения исследуемой детали при изменении частоты в динамике. На рисунке 3 представлены отдельные стоп-кадры интерферометрического фильма, иллюстрирующего процесс взаимного перехода форм колебаний лопатки направляющего аппарата при изменении частоты возбуждения.

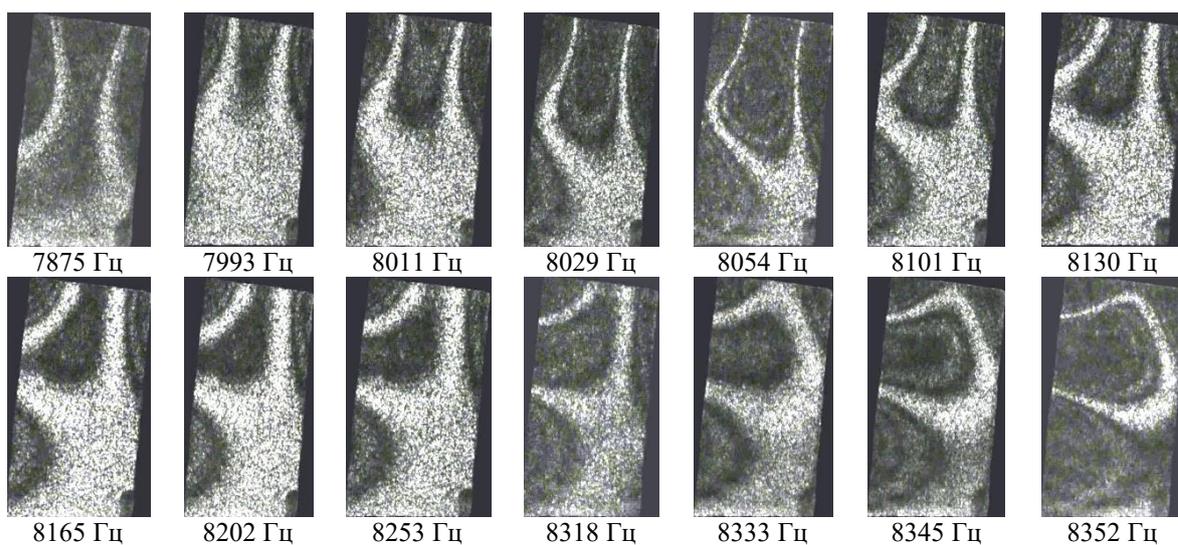


Рисунок 3 – Визуализация процесса перехода колебаний лопатки направляющего аппарата компрессора с формы  $F_{12}$  на форму  $F_{30}$  при изменении частоты

Уровень возбуждения лопатки задается с компьютера и в данном случае на всех частотах одинаков. Классическими резонансами здесь являются лишь  $f=7875$ Гц и  $f=8352$ Гц, однако в промежутке между этими частотами узловые линии плавно перемещаются, что, как отмечено выше, свидетельствует о наличии суперпозиции форм. Это показывает, что информация о колебаниях лопатки между резонансами также может быть полезной, так как в некоторых случаях, например, при  $f=8054$  Гц, колебания, скорее всего, не являются чистым резонансом, тем не менее, на этой частоте на торце лопатки могут возникать высокие напряжения. Конечно, гораздо чаще резонансные формы проявляются последовательно, и в диапазоне между их частотами лопатка вибрирует только на вынужденных колебаниях, но на некоторых лопатках, когда частоты ортогональных форм близки, может наблюдаться суперпозиция форм.

### Заключение

1. Разработана спекл-интерферометрическая установка, позволяющая в автоматическом режиме регистрировать формы колебаний конструкций ГТД в любом заданном диапазоне частот. Конечные результаты записываются в папку с интерференционными картинками, несущими информацию о вибрационном состоянии исследуемого объекта на всех частотах заданного диапазона, а также в виде интерферометрического фильма. Резонансные частоты определяются по статистической характеристике спекл-структуры, образованной шероховатой поверхностью исследуемого объекта.

2. На примере рабочей лопатки компрессора экспериментально показано, что расхождение полученных значений резонансных частот по сравнению с предварительно проведенными исследованиями поиска резонансов по фигурам Лиссажу не превышает 1,1%.

3. На основе анализа полученного с помощью разработанной установки интерферометрического фильма на лопатке компрессора направляющего аппарата выявлен случай возбуждения суперпозиции форм  $F_{12}$  и  $F_{30}$ , а также зарегистрирован процесс перехода колебаний лопатки с формы  $F_{12}$  на форму  $F_{30}$  при возрастании частоты возбуждающей силы.

4. Применение разработанной установки позволяет исключить пропуски при поиске резонансных частот, снизить трудоёмкость проведения вибропрочностных исследований, сократить сроки проведения испытаний. В силу того, что установка работает в автоматическом режиме, оператор не подвергается воздействию акустического шума от колеблющегося исследуемого объекта, оказывающего физиологическое и раздражающее воздействие на человека.

### Список использованных источников

1. Иванов, В. П. Колебания рабочих колёс турбомашин / В. П. Иванов. – Москва : Машиностроение, 1983. – 224 с.
2. Макаева, Р. Х. Диагностика деталей и узлов турбомашин по их вибрационным характеристикам с применением голографической интерферометрии / Р. Х. Макаева, А. Х. Каримов, А. М. Царёва. – Казань : Изд – во Казан. гос. техн. ун - та, 2011. – 242 с.
3. 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.
4. Селезнев, В. Г. Голографическая интерферометрия и ротор статорное взаимодействие при анализе колебаний рабочих колёс турбомашин / В. Г. Селезнев, Ю. И. Головченко // Динамика и виброакустика. – 2018. – Т. 4, № 3. – С. 26-30.
5. Гусев, М. Е. Применение методов цифровой голографической интерферометрии для регистрации наноперемещений / М. Е. Гусев, И. Ю. Гусева, И. В. Алексеенко, В. С. Гуревич, А. М. Исаев, В. И. Редкоречев // Вестник Балтийского государственного университета им. И. Канта. – 2011. – Вып. 4. – С. 85-89.

6. Jones, R. Holographic and Speckle Interferometry / R. Jones, C. Wykes. – 2nd ed. – UK : Cambridge University, 1989. – Chap. 3.
7. Jueptner, W. Digital Holography / W. Jueptner, U. Schnars. – Berlin: Springer Verlag, 2004.
8. Schnars, U. Digital holography / U. Schnars, W. Jueptner. – Springer, 2005.
9. Redkorechev, V. I. Picoseconds three-color digital holographic interferometry / V. I. Redkorechev, I. A. Kulagin, V. S. Gurevich, M. E. Gusev, Yu. N. Zakharov // Techn. Program. Int. Conf. "Laser Optics 2008". – St. Petersburg, 2008, June 23-28. – p. 52.
10. Вест, Ч. Голографическая интерферометрия / Ч. Вест. – Москва : Мир, 1982. – 504 с.
11. Комар, В. Г. О системе голографического кинематографа, предназначенного для исследования и контроля интерференционным методом деформаций и напряжений вибрирующих изделий / В. Г. Комар, О. Б. Серов, В. А. Скибин, В. Г. Селезнев, Д. С. Еленевский, И. Г. Сипухин, Ю. Н. Шапошников, А. Н. Машковцев // Труды НИКФИ. – Москва : НИКФИ, 1982. – С. 5-13.
12. Еленевский, Д. С. Некоторые вопросы применения импульсного лазера для исследования колебаний крупногабаритных колес вентилятора / Д. С. Еленевский, В. Г. Комар, В. Г. Селезнев, Ю. Н. Шапошников // Труды ЦИАМ. – Москва : ЦИАМ, №1160, 1986. – С. 6-12.
13. Патент 2188390 Российская Федерация, G 01 В 9/027 Способ голографической интерферометрии в реальном времени : заявлено 25.01.2000 : опубликовано 27.08.2002 / Британ А. С., Леванов Д. В. ; патентообладатель Открытое акционерное общество "Авиадвигатель". – 5 с.
14. Ткач, М. Р. Автоматизация определения собственных частот и форм колебаний элементов турбин малой мощности / М. Р. Ткач, Д. В. Довгань, Ю. Г. Золотой, И. Ю. Жук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9 (106). – С. 242-248.
15. Гусев, М. Е. Методы цифровой голографической интерферометрии и их применение для измерений наноперемещений / М. Е. Гусев, А. А. Воронин, В. С. Гуревич, А. М. Исаев, И. В. Алексеенко, В. И. Редкоречев // Наносистемы: физика, химия, математика. – 2011. – Т. 2, №1. – С. 23-30.
16. Жужукин, А. И. Мобильный спекл-интерферометр для исследования форм колебаний вибрирующих объектов во внестендовых условиях / А. И. Жужукин // Электронный журнал «Труды МАИ». – 2011. – № 48.
17. Еленевский, Д. С. Поузловая отработка вибропрочности лопаток турбины ГТД / Д. С. Еленевский // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. – КуАИ, 1981. – С. 29-41.
18. Федорченко, Д. Г. Прочностная доводка и устранение основных дефектов ГТД / Д. Г. Федорченко, Е. П. Кочеров. – Самара : Издатель Исакова Т. С. (БИЮР), 2022. – 431 с.
19. Ивченко, А. В. Сравнительное исследование эффективности работы помехоустойчивых алгоритмов для повышения контраста спекл-интерферограмм при их регистрации методом усреднения во времени / А. В. Ивченко, А. И. Жужукин // Компьютерная оптика. – 2024. – Т.48, №6. – С. 878-888.
20. Комаров, С. Ю. Помехоустойчивый цифровой спекл - интерферометр для виброметрии объектов на основе метода усреднения во времени : диссертация ... кандидата технических наук / Комаров Сергей Юрьевич. – Самара, 2004 г.

## Speckle interferometer setup for continuous recording of GTE structure vibration states

**A. I. Zhuzhukin** | Candidate of Science (Engineering), Design Engineer;  
PJSC “UEC-Kuznetsov”, Samara, Russian Federation;  
email: dynvibro@ssau.ru

**K. G. Nepein** | Head of Research and Development Division;  
PJSC “UEC-Kuznetsov”, Samara, Russian Federation;  
email: dynvibro@ssau.ru

**O. G. Sharafutdinova** | Design Engineer;  
PJSC “UEC-Kuznetsov”, Samara, Russian Federation;  
email: dynvibro@ssau.ru

*The developed speckle interferometer setup is intended for automatic study of vibration modes and frequencies of gas turbine engine structures by scanning in a given frequency range. The correlation of each snapshot with a specific vibration frequency of the object is provided through harmonic signal scanning and video stream control using a single computer program. The program result is an interferometric film with information on the object vibration state at all frequencies in a given range. Resonance frequencies are determined by the statistical criterion of speckle interferograms. The developed setup was used to investigate compressor blade vibration modes and frequencies. The transition of compressor guide vane vibration from one mode to another with an increase in the exciting signal frequency was studied.*

**Keywords:** digital correlation speckle interferometry, vibration modes and frequencies, interferometric film, superposition of vibration modes

**Citation:** Zhuzhukin, A. I., Nepein, K. G. and Sharafutdinova, O. G. (2025), “Speckle interferometer setup for continuous recording of GTE structure vibration states”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 29-37. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-29-37. (In Russian; abstract in English)

---

### References

1. Ivanov, V. P. (1983), *Kolebaniya rabochikh koles turbomashin* [Vibrations of turbomachine working wheels], Mashinostroenie, Moscow. (In Russian)
2. Makaeva, R. Kh., Karimov, A. Kh. and Tsareva, A. M. (2011), *Diagnostica detaley i uzlov turbomashin po ikh vibratsionnym kharakteristikam s primeneniem golograficheskoy interferometrii* [Diagnostics of turbomachine parts and units by their vibration characteristics using holographic interferometry], Publishing House of Kazan. state tech. univ., Kazan. (In Russian)
3. Seleznev, V. G., Pavlov, Yu. I. and Ilyinskaya, O. I. (2015), “Analysis peculiarities of turbomachine working wheels bench tests results”, *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, no. 1, pp. 93-100. (In Russian)
4. Seleznev, V. G. and Golovchenko, Yu. I. (2018), “Application of holographic interferometry for study rotor stator interaction in turbomachines”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 4, no. 3, pp. 26-30. (In Russian)
5. Gusev, M. E., Guseva, I. Yu., Alekseenko, I. V., Gurevich, V. S., Isaev, A. M. and Redkorechev, V. I. (2011), “Application of digital holographic interferometry methods for recording nanodisplacements”, *Vestnik Baltiyskogo gosudarstvennogo universiteta im. I. Kanta* [Bulletin of the Immanuel Kant Baltic State University], Issue 4, pp. 85-89. (In Russian)
6. Jones, R. and Wykes, C. (1989), *Holographic and Speckle Interferometry*, 2nded., Cambridge University, Cambridge, UK Chap. 3.
7. Jueptner, W. and Schnars, U. (2004), *Digital Holography*, Springer Verlag, Berlin.

8. Schnars, U. and Jupter, W. (2005), *Digital holography*, Springer.
9. Redkorechev, V. I., Kulagin, I. A., Gurevich, V. S., Gusev, M. E. and Zakharov, Yu. N. (2008), "Picoseconds three-color digital holographic interferometry", *Techn. Program. Int. Conf. "Laser Optics 2008"*, June 23-28, St. Petersburg, p. 52.
10. West, C. (1979), *Holographic interferometry*, Wiley, New York.
11. Komar, V. G., Serov, O. B., Skibin, V. A., Seleznev, V. G., Elenevsky, D. S., Sipukhin, I. G., Shaposhnikov, Yu. N. and Mashkovtsev, A. N. (1982), "About the holographic cinematography system designed to study and control vibrating object deformations and stresses through interference method application", *Trudy NIKFI* [Proceedings of NIKFI], NIKFI, Moscow, pp. 5-13. (In Russian)
12. Elenevsky, D. S., Komar, V. G., Seleznev, V. G. and Shaposhnikov, Yu. N. (1986), "Some issues of a pulsed laser application for investigating large-sized fan wheel vibrations", *Trudy CIAM* [Proceedings of CIAM], CIAM, Moscow, no. 1160, pp. 6-12. (In Russian)
13. Britan, A. S. and Levanov, D. V. (2002), *Sposob golograficheskoy interferometrii v realnom vremeni* [Method real time holographic interferometry in], Russian Federation, Pat. № 2188390, 5 p. (In Russian)
14. Tkach, M. R., Dovgan, D. V., Zolotoy, Yu. G. and Zhuk, I. Yu. (2013), "Automation of determining vibration modes and natural frequencies of low-power turbine elements", *Aviatzionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* [Aviation and space engineering and technology], no. 9 (106), pp. 242-248. (In Russian)
15. Gusev, M. E., Voronin, A. A., Gurevich, V. S., Isaev, A. M., Alekseenko, I. V. and Redkorechev, V. I. (2011), "Methods of digital holographic interferometry and their application to measurements of nanodisplacements", *Nanosystemy: fizika, khimiya, matematika* [Nanosystems: physics, chemistry, mathematics], vol. 2, no. 1, pp. 23-30. (In Russian)
16. Zhuzhukin, A. I. (2011), "Mobile speckle interferometer for studying vibration modes of vibrating objects in off-bench conditions", *Electronic journal "Trudy MAI"* [Electronic journal "Proceedings of MAI"], no. 48. (In Russian)
17. Elenevsky, S. D. (1981), "Unit-by-unit testing on vibration resistance for the turbine blades of gas turbine engine", *Vibracionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigatelej i sistem letatel'nyh apparatov* [Vibration strength and reliability of aircraft engines and aircraft systems], KuAI, Issue 8, pp.29-41. (In Russian)
18. Fedorchenko, D. G. and Kocherov, E. P. (2022), *Prochnostnaya dovodka i ustraneniye osnovnykh defektov GTD* [Gas turbine engine strength development and elimination of main defects], Publisher Isakova T. S. (BIUR), Samara. (In Russian)
19. Ivchenko, A. V. and Zhuzhukin, A. I. (2024), "Comparative study of the efficiency of noise-proof algorithms in improving the contrast of speckle interferograms registered by the time-average method", *Komp'yuternaya optika* [Computer Optics], vol. 48, no. 6, pp. 878-888. (In Russian)
20. Komarov, S. Yu. (2004), *Noise-immune digital speckle interferometer for object vibrometry based on the time-average method*, Ph. D. Thesis, Samara, Russian Federation. (In Russian)



## Комбинационные диагностические признаки технического состояния планетарных редукторов ГТД

**А. Е. Сундуков**

кандидат технических наук, технический директор  
ООО «ПКФ «ТСК»; г. Самара;  
email: sunduckov@mail.ru

**А. А. Иголкин**

доктор технических наук, доцент, профессор кафедры АСЭУ;  
Самарский национальный исследовательский университет имени  
академика С. П. Королёва, г. Самара;  
email: igolkin97@gmail.com

*Показано, что по аналогии с комбинационными диагностическими признаками в диагностике технического состояния ГТД с успехом можно использовать структурные диагностические признаки в виде суммы или разности однотипных параметров, их применение при анализе сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения валов существенно упрощает процедуру оценки технического состояния исследуемого объекта по сравнению с анализом вибрационных процессов. Как и в случае комбинационных диагностических признаков могут использоваться различные характеристики диагностических признаков: ширина спектральных составляющих на разных уровнях, параметры девиации частоты узкополосных процессов и другие.*

**Ключевые слова:** турбовинтовой двигатель; редуктор; износ зубьев; диагностика; штатные тахометрические датчики

**Цитирование:** Сундуков, А. Е. Комбинационные диагностические признаки технического состояния планетарных редукторов ГТД / А. Е. Сундуков, А. А. Иголкин // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 38-45. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-38-45

---

### Введение

Согласование относительных частот вращения воздушных винтов и вентиляторов с частотами вращения турбокомпрессора обеспечивается за счёт использования в конструкции газотурбинных двигателей (ГТД) редукторов. Практика показывает, что часто именно работоспособность узла определяет ресурс двигателя. Наиболее распространённым дефектом редукторов ГТД является износ боковых поверхностей их зубьев. Главная опасность этого дефекта заключается в генерации вибрации при развитии дефекта, вызывающей резонансные колебания элементов конструкции двигателя [1, 2].

Наиболее эффективным методом контроля вибрации машин является виброакустическая диагностика [3,4]. Практика вибродиагностики роторных машин показывает, что в подавляющем числе случаев в качестве диагностических признаков используется характеристика интенсивности на информативной частоте. Влияние большого количества факторов на данные диагностические признаки подвигло ряд авторов на разработку безразмерных дискриминант[5,6]. Предлагаемые характеристики достаточно сложны в использовании. В рабо-

те [7] авторы рекомендуют применять простые структурные признаки в виде отношения двух амплитуд, частоты к амплитуде, частоты к декременту и т. д. Их достоинство заключается в удобстве измерений и использования, практической независимости от многих погрешностей, так как оцениваются относительные величины.

### Постановка задачи и метод решения

Целью работы является разработка комплекса диагностических признаков износа зубьев редуктора в виде комбинационных составляющих, определяемых разностью или суммой однотипных характеристик. Работа выполнена на экспериментальном материале турбовинтового двигателя с двумя соосными воздушными винтами. При этом рассматривалось четыре варианта износа:

- текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (номер износа 1);
- текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (номер износа 2);
- текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвентограмм после последнего ремонта (номер износа 3);
- суммарный полный – сумма максимальных износов солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвентограмм (номер износа 4) [2].

### Результаты и их обсуждение

Рассматривались следующие варианты комбинационных диагностических признаков:

- разность ширины спектральной составляющей  $\Delta_{\max} - \Delta_{0,366}$  ;
- разность ширины спектральной составляющей  $\Delta_{\max} - \Delta_{0,5}$  ;
- сумма ширины спектральной составляющей  $\Delta_{\max} + \Delta_{0,366}$  ;
- сумма ширины спектральной составляющей  $\Delta_{\max} + \Delta_{0,5}$  .

А также структурные варианты комбинационных признаков в виде:

$$\frac{\Delta_{\max} + \Delta_{0,366}}{\Delta_{\max} - \Delta_{0,366}} \text{ и } \frac{\Delta_{\max} + \Delta_{0,5}}{\Delta_{\max} - \Delta_{0,5}} \quad [2].$$

Здесь под спектральной составляющей подразумевается гармоника на частоте вращения выходного вала редуктора. Используются три значения ширины:

- максимальная, определяемая на тонком пересечении левой и правой ветви спектральной составляющей с уровнем шума ( $\Delta_{\max}$ );
- на уровнях 0,366 ( $\Delta_{0,366}$ ) и 0,5 ( $\Delta_{0,5}$ ) от максимального значения.

Спектральная составляющая оценивалась в сигнале штатного тахометрического датчика «частоты вращения» выходного вала редуктора заднего винта. Использование данного вида сигнала существенно упрощает процедуру оценки технического состояния редуктора в условиях эксплуатации.

На рисунках 1–8 представлены графические зависимости рассматриваемых диагностических признаков износа.

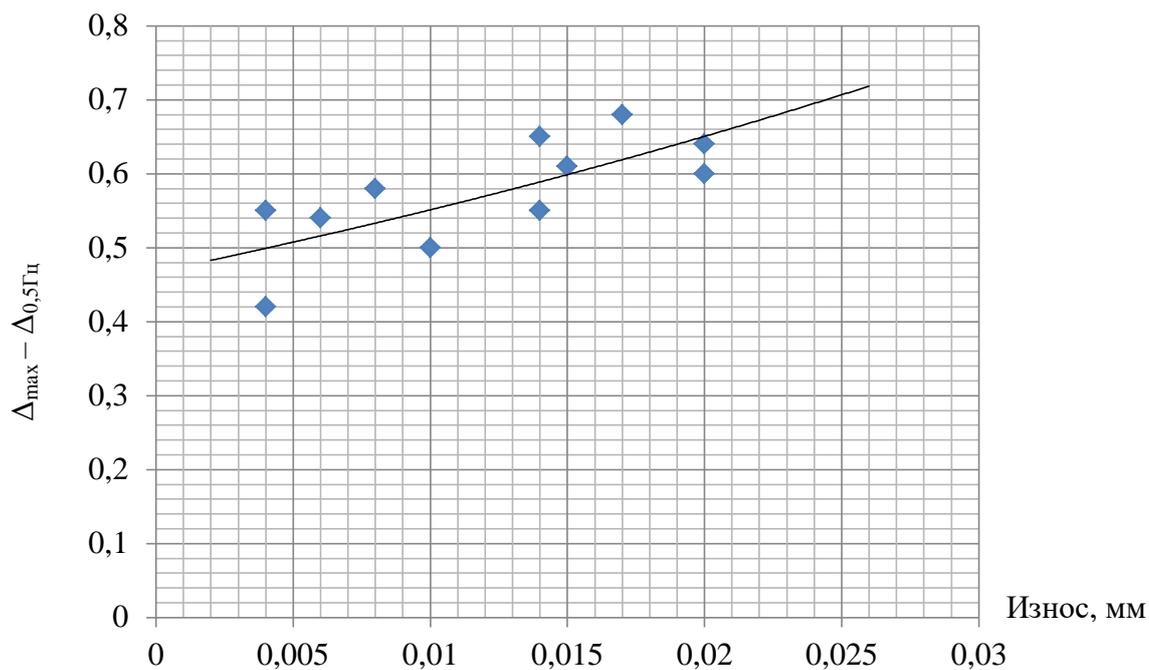


Рисунок 1 – Зависимость параметров  $\Delta_{\max} - \Delta_{0,5}$  от износа 1

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y=0,4672e^{16,553x}$ , коэффициент корреляции  $r=0,73$ .

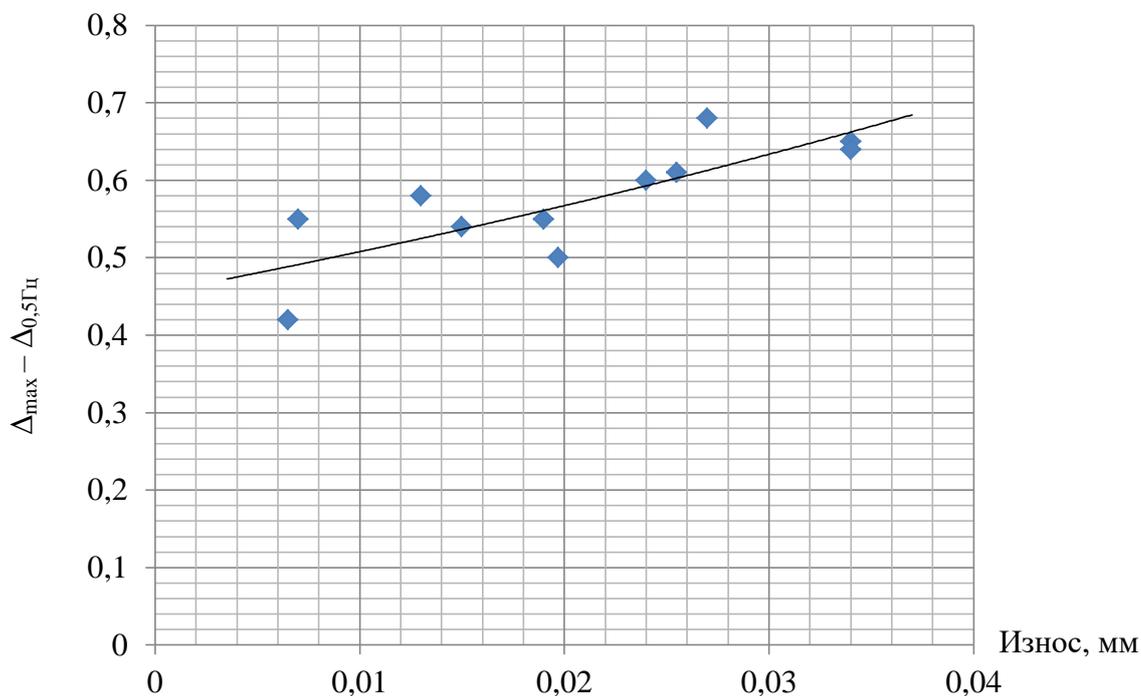


Рисунок 2 – Зависимость параметров  $\Delta_{\max} - \Delta_{0,5}$  от износа 3

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y=0,4546e^{11,063x}$ , коэффициент корреляции  $r=0,79$ .

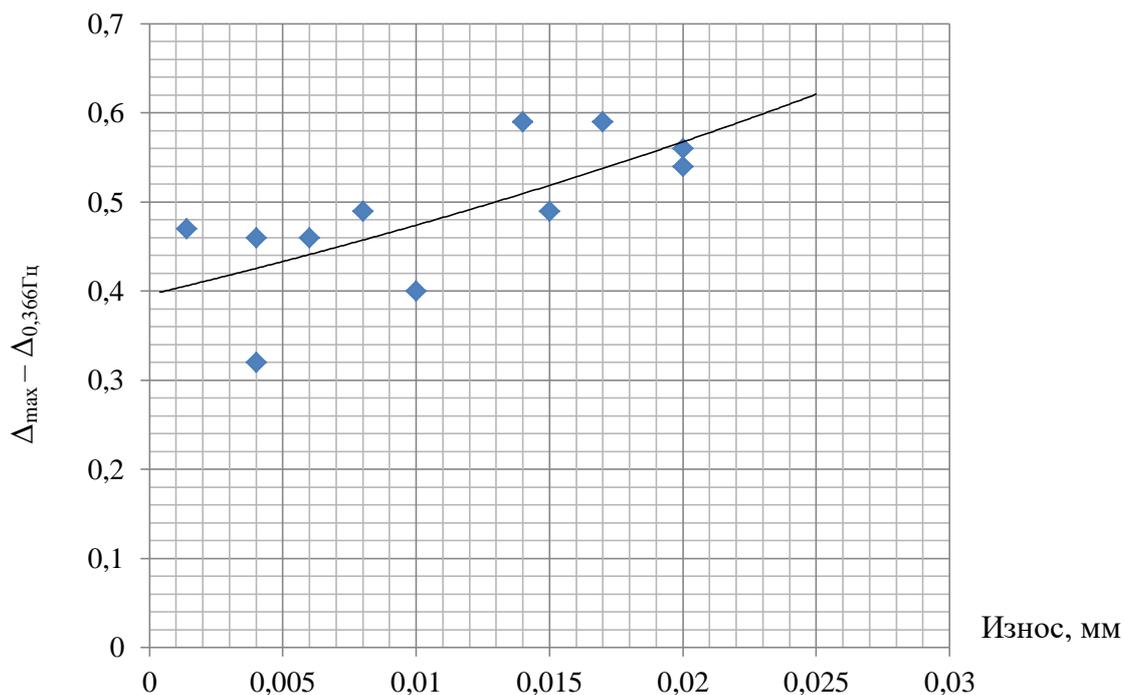


Рисунок 3 – Зависимость параметров  $\Delta_{\max} - \Delta_{0,366}$  от износа 1

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y=0,396e^{18,001x}$ , коэффициент корреляции  $r=0,70$ .

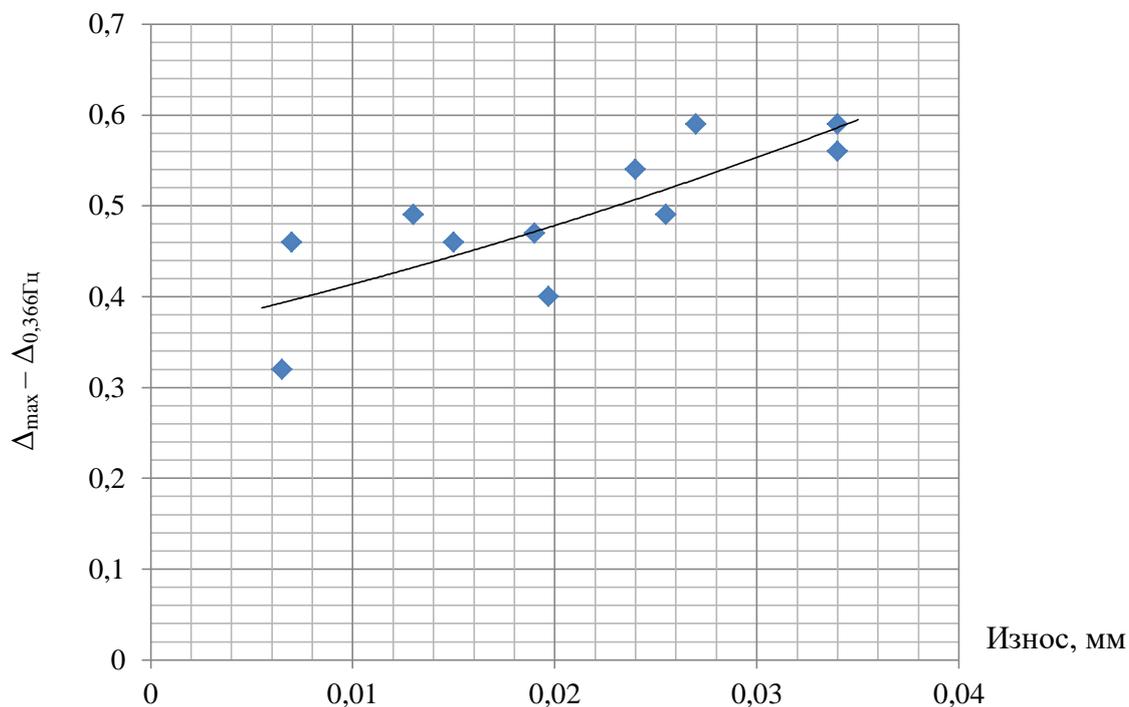


Рисунок 4 – Зависимость параметров  $\Delta_{\max} - \Delta_{0,366}$  от износа 3

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y=0,3579e^{14,517x}$ , коэффициент корреляции  $r=0,79$ .

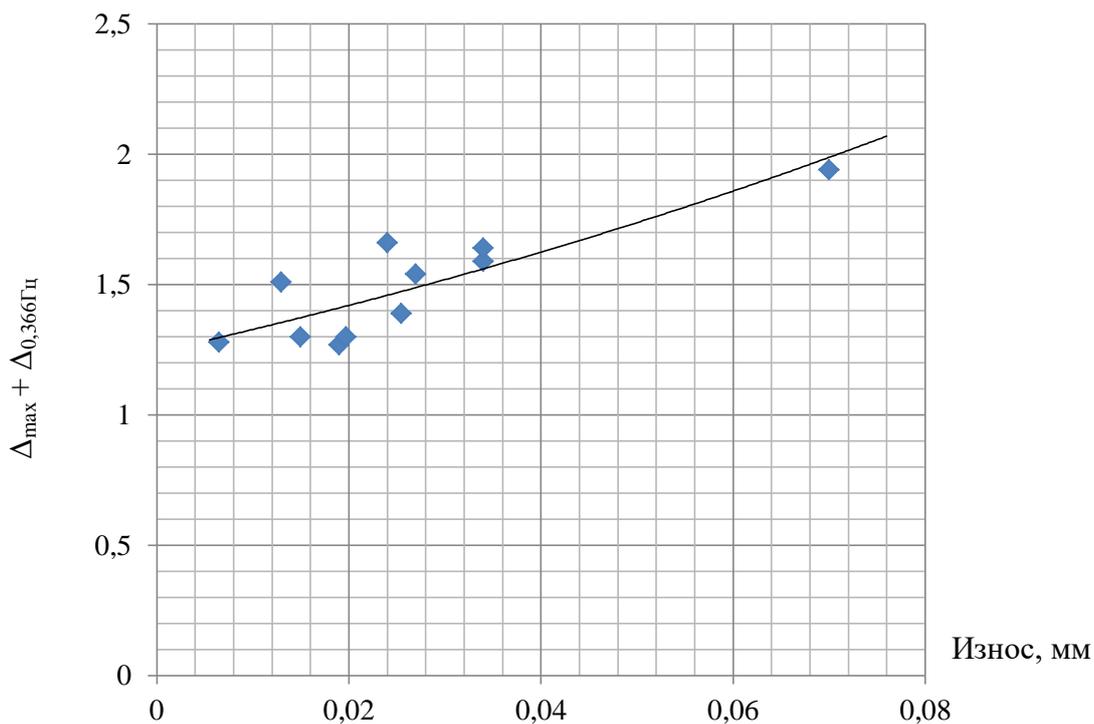


Рисунок 5 – Зависимость параметров  $\Delta_{\max} + \Delta_{0,366}$  от износа 3

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y=1,2411e^{6,7292x}$ , коэффициент корреляции  $r=0,86$ .

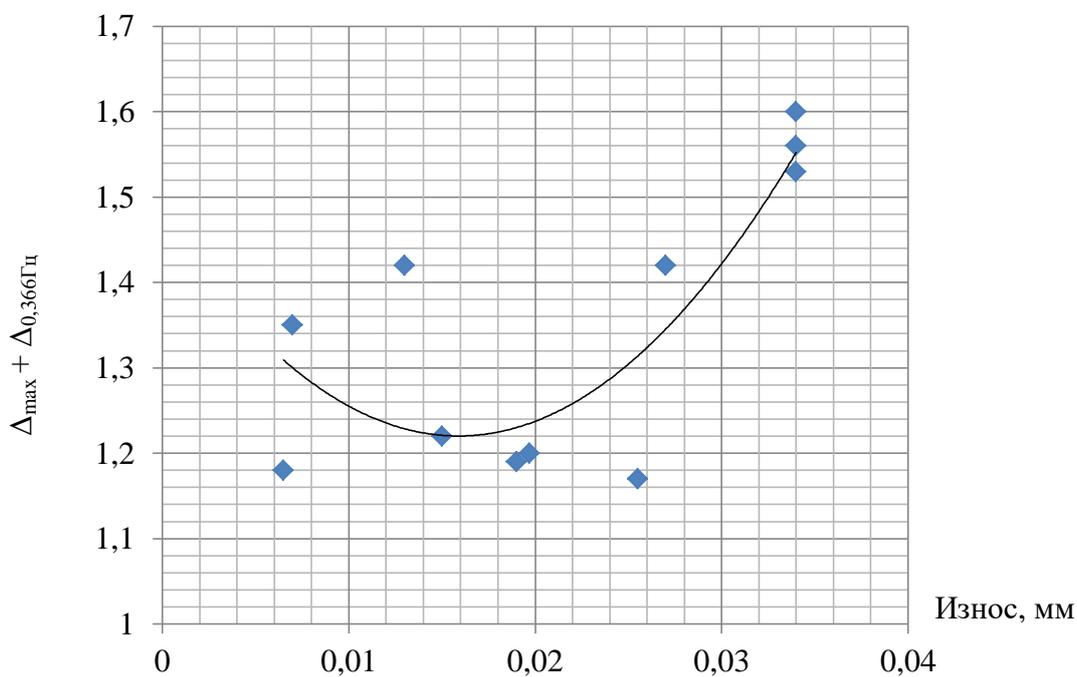


Рисунок 6 – Зависимость параметров  $\Delta_{\max} + \Delta_{0,366}$  от износа 3

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y = 1011,2x^2 - 32,111x + 1,4751$ , коэффициент корреляции  $r=0,7$ .

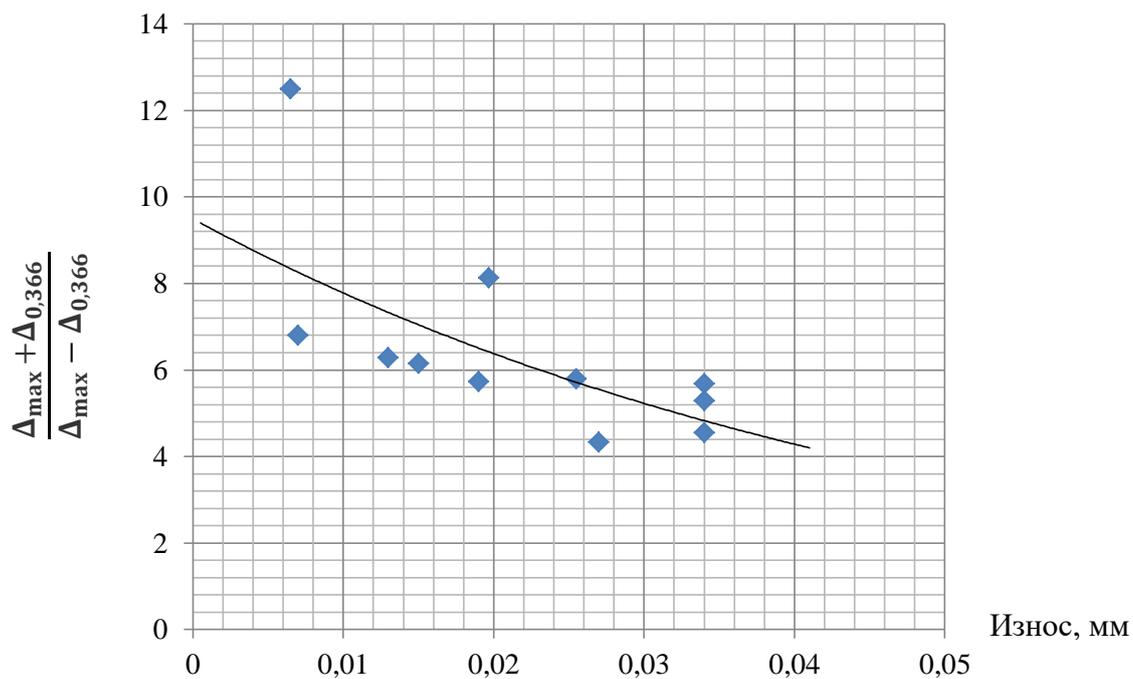


Рисунок 7 – Зависимость параметров  $\frac{\Delta_{\max} + \Delta_{0,366}}{\Delta_{\max} - \Delta_{0,366}}$  от износа  $z$

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y = 9,4907e^{-19,88x}$ , коэффициент корреляции  $r = 0,67$ .

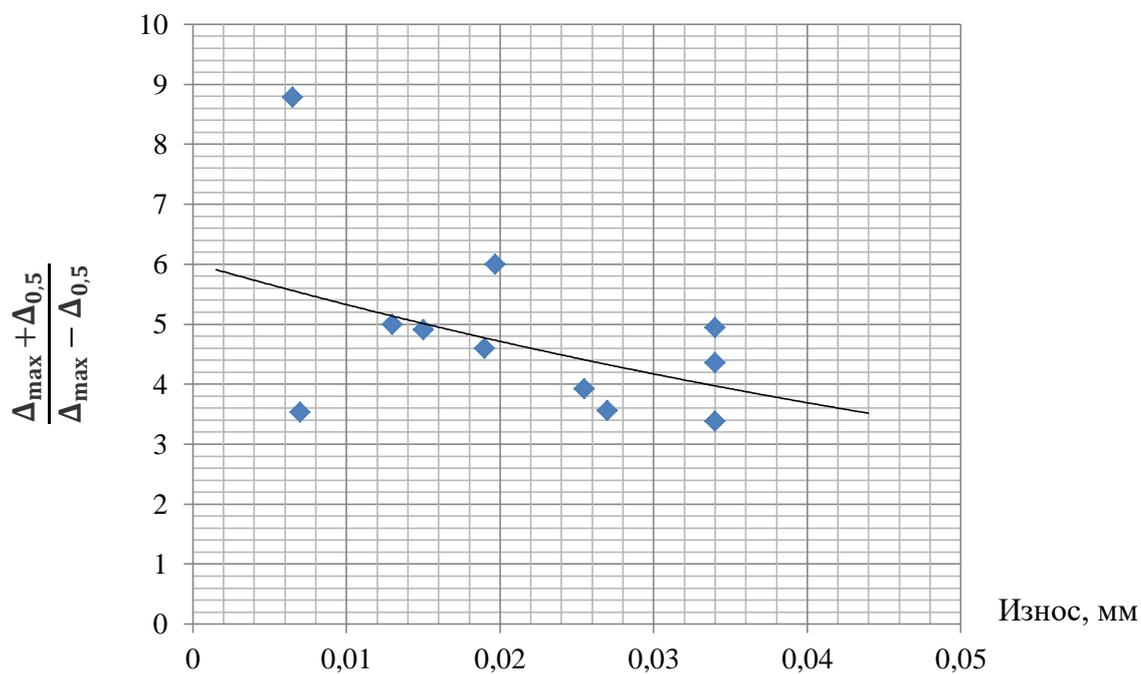


Рисунок 8 – Зависимость параметров  $\frac{\Delta_{\max} + \Delta_{0,5}}{\Delta_{\max} - \Delta_{0,5}}$  от износа  $z$

Уравнение аппроксимации имеет вид  $y = 6,0201e^{-12,23x}$ , коэффициент корреляции  $r = 0,63$ .

В данном случае предложены комбинационные диагностические признаки на основе анализа сигнала штатного тахометрического датчика частоты вращения выходного вала ре-

дуктора. Однако аналогичные признаки можно получить для вибрационного процесса при использовании, например, ширины зубцовой спектральной составляющей. При этом возможно использование других характеристик динамических процессов: оценка девиации частоты узкополосных процессов, анализ изменения энергетических характеристик (амплитуды, среднеквадратических значений, дисперсии и т. д.). Новизна некоторых вариантов комбинационных диагностических признаков защищена соответствующими патентами на изобретения [8, 9]. В первом случае, оценивая ширину спектральной составляющих на двух уровнях и взяв их разность, определяется изменение её формы. Во втором случае на основе разности дисперсий девиации частот вращения входного и выходного валов определяется уровень износа зубьев редуктора ГТД.

### Заключение

1. Выполненные исследования позволили предложить примеры комбинационных диагностических признаков, расширяющие возможности оценки технического состояния роторных машин.

2. Использование в рассмотренном случае сигнала штатного тахометрического датчика существенно упрощает процедуру контроля технического состояния ГТД по сравнению с анализом вибрационных процессов.

### Список использованных источников

1. Курушин, М. Н. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбокомпрессора двигателя с дифференциальным редуктором / М. Н. Курушин, В. Б. Балякин // Известия Самарского научного центра РАН. – 2014. – Т. 16, №4. – С. 132-136.

2. Авраменко, А. А. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А. А. Авраменко, А. Н. Крючков, С. М. Плотников, А. Е. Сундуков, Е. В. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2018. – Т. 17, № 3. – С. 16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26.

3. Неразрушающий контроль: Справочник в 7 т. Под ред. В. В. Клюева. Т. 7, кн. 2. Вибродиагностика. – Москва : Машиностроение, 2005. – 828 с.

4. Sokolova, A. G. New noise – immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems / A. G. Sokolova // 5-th International Conference on Vibration Problems (October, 8-10, 2001, Moscow, Russia). Abstracts. – Moscow: IMASH Publ., 2001. – P. 48-53. (in Russ.).

5. Cempel, C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn / C. Cempel. –Wydawnictwo Nankowo-Techniczne, Warszawa, 1982. – 342 s.

6. Dyer, D. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis / D. Dyer, R. M. Stewart // Journal of Mechanical Design. Transactions of the ASME. – 1978. – V. 100, Iss. 2. – P. 229-235. DOI: 10.1115/1.345905.

7. Карасёв, В. А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В. А. Карасёв, В. П. Максимов, М. К. Сидоренко. – Москва : Машиностроение, 1978. – 132с.

8. Патент 2750846 С1 Российская Федерация, МПК G01M 7/02 (2021.02). Способ измерения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин : №2020129409 : заявлено 07.09.2020; опубликовано 05. 07.2021 / Сундуков А. Е.

9. Патент 2783467 С1 Российская Федерация, МПК G01M 13/02 (2006.01). Способ диагностики дефектов зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя : №2021134259 : заявлено 24.11.2021 : опубликовано 14.11.2022 / Сундуков А. Е.

## Combination diagnostic features of technical condition of planetary gearboxes for gas-turbine engines

**A. E. Sundukov**

Candidate of Science (Engineering),  
CTO of PKF TSK JSC; Samara, Russian Federation;  
email: sundukov@mail.ru

**A. A. Igolkin**

Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, Professor  
of the Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian  
Federation;  
email: igolkin97@gmail.com

*It is shown that, by analogy with combination diagnostic features, in diagnostics of technical condition of gas turbine engines it is possible to successfully use structural diagnostic features as sum or difference of uniform parameters; their use, when analyzing the signals from "standard" tachometric shaft speed sensors, considerably simplifies the procedure for accessing the technical condition of an object under study in comparison with the analysis of vibration processes. As is the case with combination diagnostic features, various characteristics of diagnostic features can be used: the width of spectral components at different levels, the frequency deviation parameters in narrowband processes, and others.*

**Keywords:** turboprop engine; gearbox; tooth wear; diagnostics; standard tachometric sensors

**Citation:** Sundukov, A. E. and Igolkin, A. A. (2025), "Combination diagnostic features of technical condition of planetary gearboxes for gas-turbine engines", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 38-45. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-38-45. (In Russian; abstract in English)

---

### References

1. Kurushin, M. I., Balyakin, V. B. and Kurushin, A. M. (2014), "Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox", *Izvestia of Samara Scientific Center of the RAS*, V. 16, no. 4, pp. 132-136. (In Russian)
2. Avramenko, A. A., Kryuchkov, A. N., Plotnikov, S. M. Sundukov, A. E. and Sundukov, E. V. (2018), "Improving the Methods of Vibration Diagnostics of Wear of Gear Teeth in the Differential Gearbox of a Turboprop Engine", *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 16–26. (In Russian)
3. *Nerazrushayushchiy kontrol' [Non-Destructive Testing] : A Reference Book in 7 Volumes.* (2005), Ed. by V. V. Klyuyev, Vol. 7 in 2 Books. Book. 2. *Vibrodiagnostika [Vibration Diagnostics]*, Mashinostroyeniye Publishing House, Moscow, 829 p. (In Russian)
4. Sokolova, A. G. (2001), "New noise – immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems", *5-th International Conference on Vibration Problems* (October, 8-10, 2001, Moscow, Russia). Abstracts, IMASH Publ., Moscow, pp. 48-53. (In Russian)
5. Cempel, C. (1982), *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki miazyn*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 342 p., (In Polish)
6. Dyer, D. and Stewart, R. M. (1978), "Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis", *Journal of Mechanical Design. Transactions of the ASME*, vol. 100, Iss. 2, pp. 229-235. DOI: 10.1115/1.345905.
7. Karasyov, V. A., Maksimov, V. P. and Sidorenko, M. K. (1978), *Vibratsionnaya diagnostika gazoturbinnikh dvigateley [Vibration diagnostics of gas turbine engines]*, Mashinostroyeniye [Mechanical Engineering], Moscow, 132p. (In Russian)
8. Sundukov, A. E. (2021), *Sposob izmereniya energeticheskoy shiriny spektral'noy sostavlyayushchey vibratsii mashin [Method for measuring energetic width of the spectral component of machines vibration]*, Patent RU 2750846 C1, 05. 07. 2021. (In Russian)
9. Sundukov, A. E. (2022), *Sposob diagnostiki defektov zubchatykh koles reduktora gazoturbinnogo dvigatelya [Method for diagnosing defects of toothed wheels of the gas turbine engine gearbox]*, Patent RU 2783467 C1, 14.11.2022. (In Russian)



## Условия динамического нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД

**Д. Е. Долгих** | аспирант кафедры основ конструирования машин;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
email: i@dolgih-work.ru

*Сделан краткий обзор существующих и вновь разработанных методик расчёта момента трения радиальных подшипников узлов качания на примере наиболее массовых отечественных шарнирных рулевых агрегатов ЖРД. Проведён анализ кинематической схемы рулевого привода, ведущим элементом которого является вал рулевой машины ракеты-носителя. Получены аналитические зависимости переменного во времени усилия, приходящего на исполнительный элемент рулевого агрегата, которое в последующем было сопоставлено с аналогичной экспериментальной характеристикой, зарегистрированной при полноразмерном огневом испытании. Приведена аналитическая и графическая зависимость нагрузки на исполнительный элемент в виде временной функции при заданных угловых скоростях перекладки рулевого агрегата, показан порядок преобразования указанного усилия в радиальную нагрузку на подшипник. Определена область применения полученных уточнённых данных при исследовании моментных характеристик низкооборотных радиальных подшипников рулевых агрегатов.*

**Ключевые слова:** рулевой агрегат ЖРД; узлы качания; радиальная сила; подшипники качения; моментные характеристики

**Цитирование:** Долгих, Д. Е. Условия динамического нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД / Д. Е. Долгих // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 46-55. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-46-55

---

### Введение

Момент трения в шарнирных узлах качания рулевых агрегатов (РА) ЖРД является одной из основных характеристик, определяющих их работоспособность и возможность применения по назначению [1–7]. В качестве одного из компонентов совокупного момента трения рассматривается момент трения радиальных подшипников, установленных на цапфах и непосредственно передающих усилие тяги РА через корпусные элементы на силовой шпангоут ракеты-носителя (РН). В подавляющем большинстве случаев в узлах качания используются шариковые радиальные однорядные подшипники, так как они могут эффективно эксплуатироваться при умеренных осевых нагрузках в сочетании с небольшими перекосами. Кроме того, они имеют наименьшие массогабаритные характеристики.

По теме изучения моментных характеристик радиальных шарикоподшипников на базе Самарского Университета выполнен значительный объём работ, результатом которого стало создание методики расчётов подшипников, работающих в условиях перекоса [7–9]. В настоящее время выполняются расчётно-экспериментальные исследования аналогичных подшипников при комбинированных (осевых и радиальных) нагружениях [10]. Завершение указан-

ных исследований позволит создать обобщённую методику расчёта момента трения шарнирного РА, которая может быть востребована как при проектировании новых подобных конструкций, так и при совершенствовании серийно изготавливаемых изделий. Очевидно, что в данном случае подразумевается всемерная минимизация реализуемых моментов трения с увеличением быстродействия системы управления и снижением энергетических затрат в соответствующих приводах.

Все перечисленные исследования проводились при осреднённых величинах тяги РА, в условиях постоянно действующих нагрузок, с фиксированными значениями перекося, то есть в статических условиях. В настоящее время представляет интерес определение динамической составляющей радиальной нагрузки подшипников, которая может возникать внутри существующей кинематической схемы привода. В условиях фактического производства и испытаний указанный прирост не определяется и не учитывается, а реализуемая при натурных стендовых испытаниях нестабильность величины момента относится на счёт несовершенства или погрешности замера, искажения регистрируемого результата сопутствующим вибро-пульсационным режимом работы камеры РА, наличия монтажных или технологических погрешностей внутри схемы привода и тому подобных причин. Применительно к радиальной нагрузке выявление дополнительной динамической составляющей позволит уточнить условия работы подшипников, определить максимальные значения нагружения с уточнением и повышением достоверности методики расчёта по моментам трения.

Для повышения прикладной ценности планируемого исследования целесообразно рассмотреть схему привода РА центрального блока РН «Союз-2», которая является одной из самых массовых в современном отечественном ракетостроении. В качестве граничных условий принята методика проведения стандартного полноразмерного огневого испытания РА, осуществляемого при заданных угловых перемещениях с фиксированным значением частоты ( $\pm 45^\circ$  и  $\sim 1/3$  Гц соответственно).

**Цель работы** – определение дополнительной динамической составляющей радиальной нагрузки подшипника РА с оценкой её влияния на момент сопротивления подшипника и РА в целом.

### Определение сил, действующих в рулевом агрегате

Для определения нагрузки на подшипниковую опору со стороны органов управления необходимо провести кинематический анализ рычажного механизма, схема которого приведена на рисунке 1. Пружинный механизм в данной схеме необходим для демпфирования сил инерции, действующих со стороны рулевого агрегата.

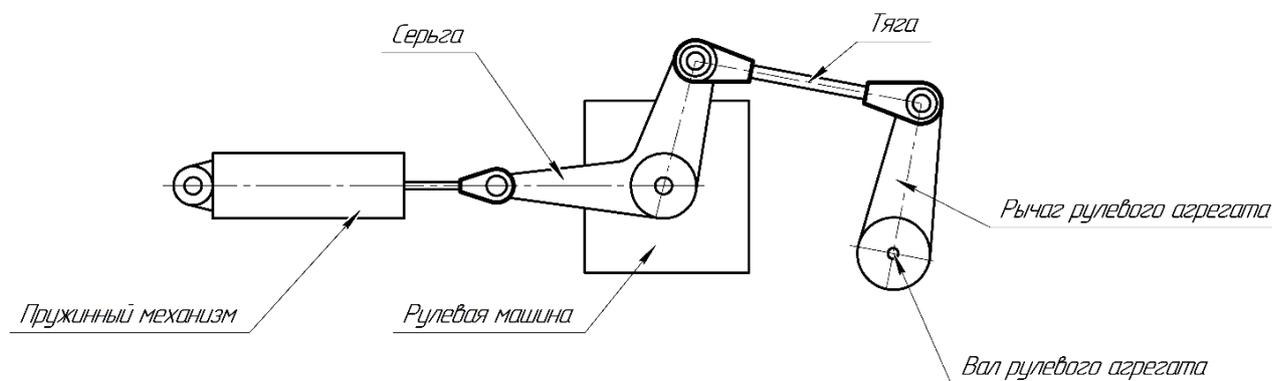


Рисунок 1 – Кинематическая схема узла качания рулевого агрегата

Для удобства решения схема рулевого агрегата разделена на две части (рисунки 2 и 3). Реакция  $R_{PA}$ , полученная в первой части схемы, равна по модулю и противоположна по направлению усилию  $F_{PA}$ , действующему на вторую часть.

Запишем уравнение равновесия для системы, изображённой на рисунке 2:

$$R_{PA} \cdot L_{PM2} + M_{ПР} - M_{PM} = 0,$$

$$R_{PA} = \frac{M_{PM} - M_{ПР}}{L_{PM2}}, \quad (1)$$

где  $M_{PM}$  – крутящий момент, создаваемый рулевой машиной;  $L_{PM2}$  – длина второго плеча рулевой машины,

Так как  $M_{PM}$  и  $L_{PM2}$  заранее известны, для определения  $R_{PA}$  необходимо вычислить момент создаваемый пружиной  $M_{ПР}$ .

$$M_{ПР} = F_{ПР}^{\perp} \cdot L_{PM1}, \quad (2)$$

где  $F_{ПР}^{\perp}$  – тангенциальная составляющая силы упругости пружины  $F_{ПР}$ , действующей на рулевую машину.

$L_{PM1}$  – длина первого плеча рулевой машины.

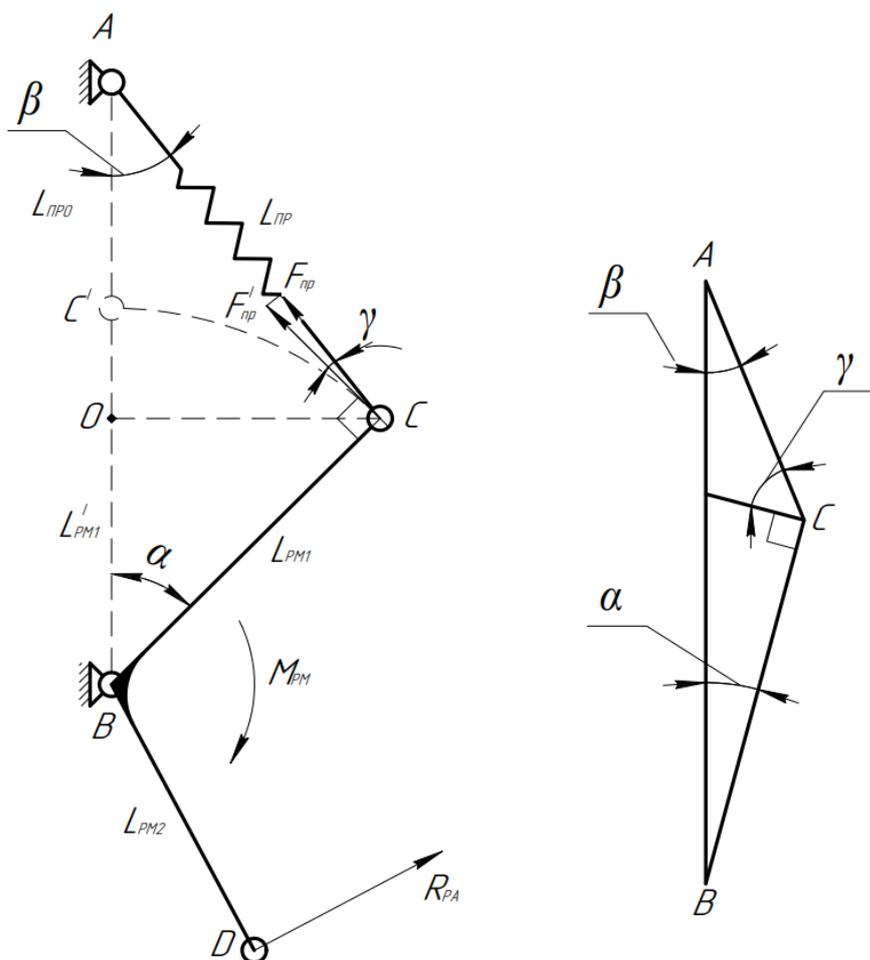


Рисунок 2 – Схема ведущей части рулевого агрегата

$$F_{\text{ПР}}^{\wedge} = F_{\text{ПР}} \cdot \cos \gamma, \quad (3)$$

где  $\gamma$  – угол между  $F_{\text{ПР}}$  и  $F_{\text{ПР}}^{\wedge}$ .

Из треугольника на рисунке 2 видно, что угол  $\gamma$  можно вычислить как:

$$\gamma = 180^{\circ} - \beta - (180^{\circ} - (180^{\circ} - 90^{\circ} - \alpha)) = 90^{\circ} - \beta - \alpha, \quad (4)$$

где  $\beta$  – угол отклонения пружины;  $\alpha$  – угол поворота рулевой машины.

Угол  $\beta$  определим из прямоугольного треугольника  $ACO$ :

$$\begin{aligned} \tan \beta &= \frac{CO}{AO}; \\ CO &= L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha; \\ AO &= L_{\text{ПР0}} + (L_{\text{PM1}} - L_{\text{PM1}}^{\wedge}); \\ L_{\text{PM1}}^{\wedge} &= L_{\text{PM1}} \cdot \cos \alpha; \\ AO &= L_{\text{ПР0}} + (L_{\text{PM1}} - L_{\text{PM1}} \cdot \cos \alpha) = L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha); \\ \beta &= \text{atan} \left( \frac{L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha)} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

где  $L_{\text{ПР0}}$  – длина пружины в начальном положении;  $L_{\text{PM1}}^{\wedge}$  – проекция  $L_{\text{PM1}}$  на  $AB$ .

Подставляя уравнение (5) в (4), получим:

$$\gamma(\alpha) = 90^{\circ} - \alpha - \text{atan} \left( \frac{L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha)} \right). \quad (6)$$

Из закона Гука получим силу упругости пружины:

$$F_{\text{ПР}} = -k \cdot (L_{\text{ПР0}} - L_{\text{ПР}}(\alpha)), \quad (7)$$

где  $k$  – коэффициент жёсткости пружины.

Из треугольника  $ACO$  вычислим длину пружины в зависимости от угла поворота рулевой машины  $\alpha$ :

$$L_{\text{ПР}}(\alpha) = \sqrt{CO^2 + AO^2} = \sqrt{(L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha)^2 + (L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha))^2}. \quad (8)$$

Подставляя уравнение (8) в (7), получим зависимость силы упругости пружины от  $\alpha$ :

$$F_{\text{ПР}}(\alpha) = k \left( \sqrt{(L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha)^2 + (L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha))^2} - L_{\text{ПР0}} \right). \quad (9)$$

Путём последовательной подстановки (6), (3) и (2) получим:

$$\begin{aligned} M_{\text{ПР}}(\alpha) &= F_{\text{ПР}}(\alpha) \cdot L_{\text{PM1}} \cdot \cos \left( 90^{\circ} - \alpha - \text{atan} \left( \frac{L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha)} \right) \right) = \\ &= F_{\text{ПР}}(\alpha) \cdot L_{\text{PM1}} \cdot \sin \left( \alpha + \text{atan} \left( \frac{L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha)} \right) \right). \end{aligned}$$

Таким образом, уравнение (1) примет вид:

$$R_{\text{РА}}(\alpha) = \frac{M_{\text{PM}}}{L_{\text{PM2}}} - F_{\text{ПР}}(\alpha) \cdot \frac{L_{\text{PM1}}}{L_{\text{PM2}}} \cdot \sin \left( \alpha + \text{atan} \left( \frac{L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha)} \right) \right). \quad (10)$$

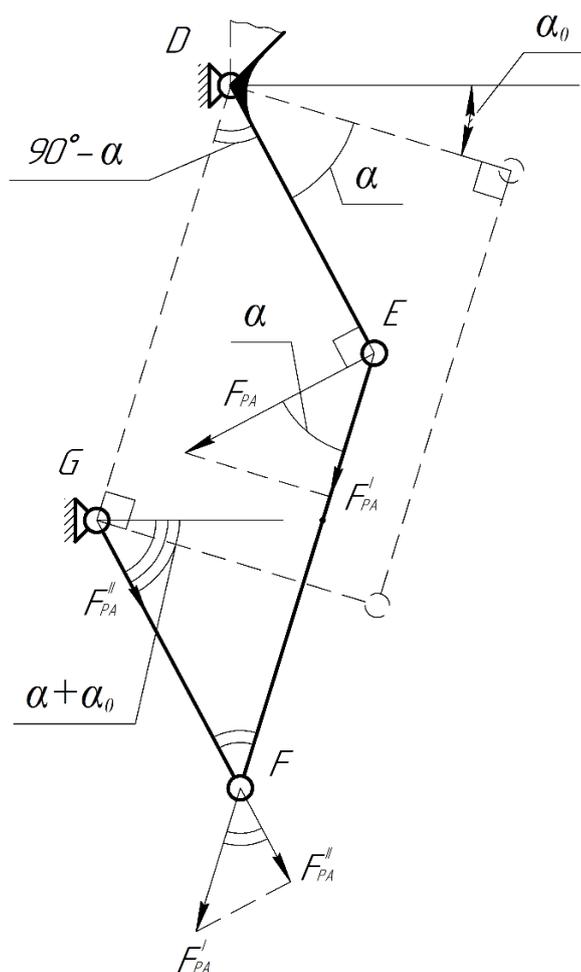


Рисунок 3 – Схема исполнительной части рулевого агрегата

Как видно из рисунка 3, усилие  $F_{PA}^I$  передаётся через шатун на рычаг рулевого агрегата и определяется как:

$$F_{PA}^I(\alpha) = F_{PA}(\alpha) \cdot \cos \alpha. \quad (11)$$

Из рисунка 3 определим радиальную силу, действующую на вал рулевого агрегата:

$$\begin{aligned} F_{PA}^{\text{ра}}(\alpha) &= F_{PA}^I(\alpha) \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = F_{PA}^I(\alpha) \cdot \sin(\alpha) = \\ &= F_{PA}(\alpha) \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha). \end{aligned} \quad (12)$$

Используя уравнение (11), получаем:

$$F_{PA}^I(t) = F_{PA}(\omega t) \cdot \cos(\omega t).$$

Для проверки адекватности полученных зависимостей построим зависимость  $F_{PA}^I$  от времени и сравним с экспериментальными данными, полученными при огневом испытании рулевого агрегата (рисунок 4). В данном испытании на тягу (см. рисунок 1) был установлен тензодатчик, регистрирующий усилие, приходящее с рулевой машины.

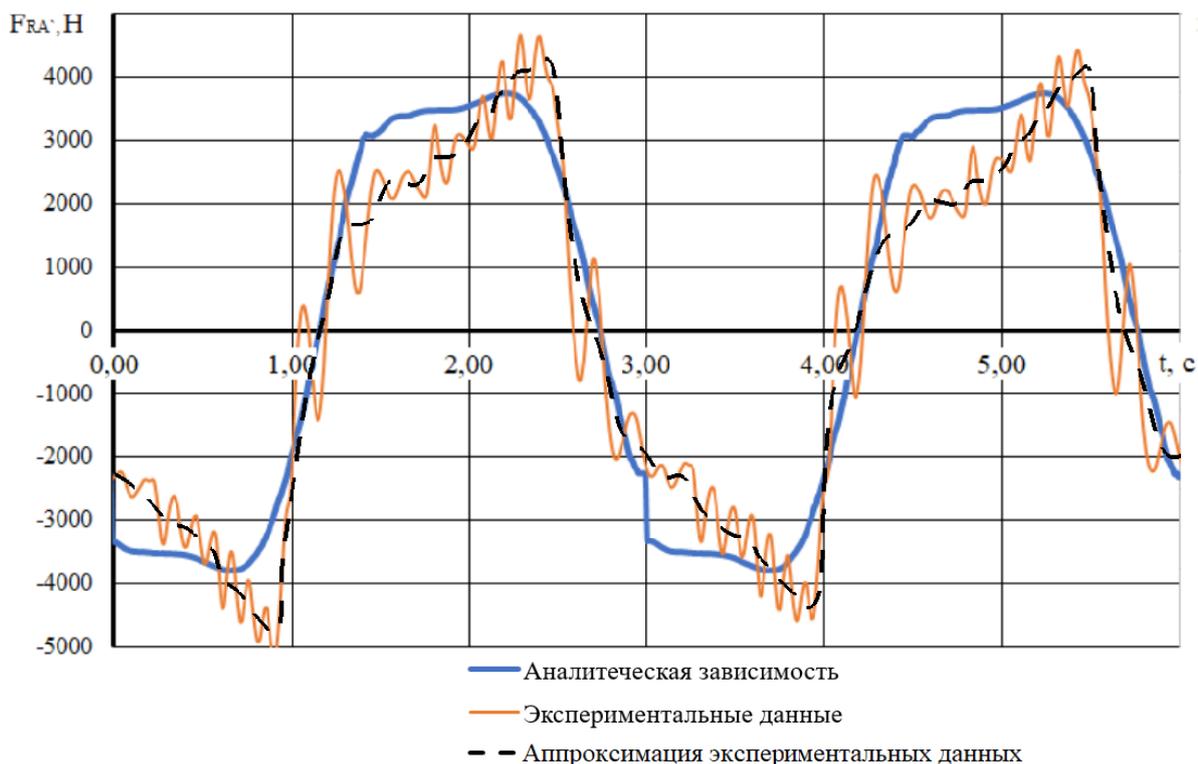


Рисунок 4 – Сравнение экспериментальных данных с аналитической зависимостью

Исследуя график на рисунке 4, можно сделать вывод о качественном совпадении расчётных значений с экспериментальными данными.

На рисунке 5 схематично изображён вал рулевого агрегата. Здесь  $h$  – расстояние до точки приложения нагрузки от исполнительного механизма,  $H$  – межопорное расстояние, при этом:

$$h < \frac{H}{2}.$$

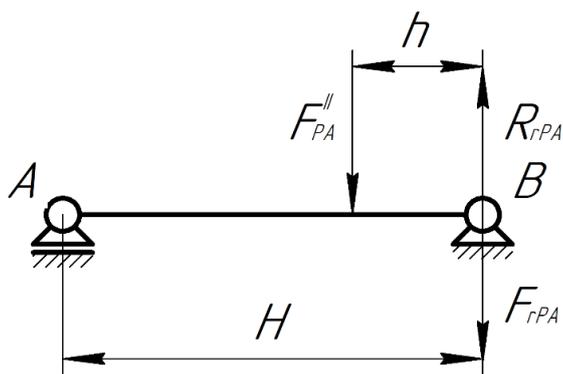


Рисунок 5 – Схема вала рулевого агрегата

Из рисунка 5 очевидно, что большее усилие передаётся на опору  $B$ , поэтому найдём силу  $F_{rPA}$ , действующую на неё от исполнительного механизма.

Запишем уравнение равновесия моментов относительно опоры  $A$ :

$$R_{rPA} \cdot H - F_{rPA} \cdot (H - h) = 0,$$

где  $R_{rPA}$  – реакция опоры  $B$ .

Тогда

$$|F_{rPA}| = |R_{rPA}| = \frac{H-h}{H} F_{PA}'' = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}''.$$

Известно, что помимо рулевого агрегата на опоры действует сила тяги двигателя  $F_{дв}$ . На рисунке 6 изображена схема действия сил на опору  $B$ .

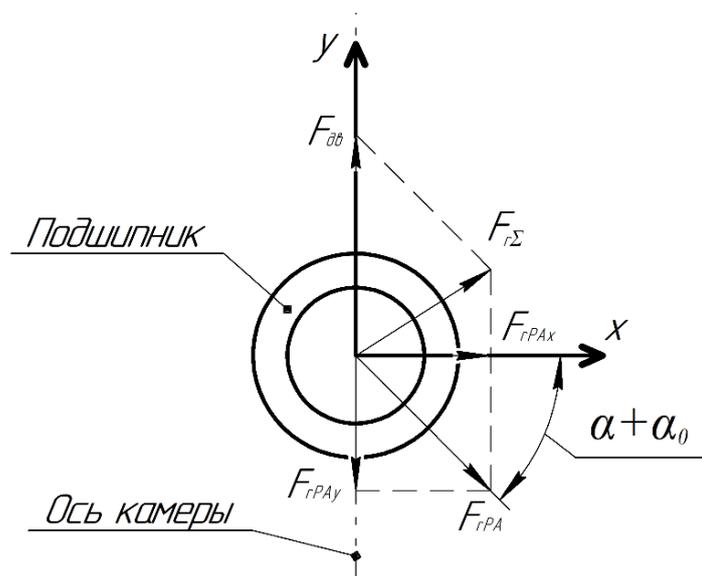


Рисунок 6 – Схема действия сил на опору

После параллельного переноса в радиальной плоскости вала направление  $F_{rPA}$  совпадает с  $F_{PA}''$ , а сила тяги двигателя  $F_{дв}$  направлена вдоль оси камеры вверх.

Для получения суммарной радиальной силы, действующей на подшипник, спроецируем силу  $F_{rPA}$  на оси  $x$  и  $y$ .

$$F_{rPAx} = F_{rPA} \cdot \cos(\alpha + \alpha_0) = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}'' \sin(\alpha + \alpha_0), \quad (13)$$

$$F_{rPAy} = F_{rPA} \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}'' \cos(\alpha + \alpha_0), \quad (14)$$

где  $\alpha_0$  – угол установки рулевого агрегата относительно оси камеры.

Тогда суммарная радиальная сила:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{F_{rPAx}^2 + (F_{дв} - F_{rPAy})^2}. \quad (15)$$

Подставляя (12) в (13), (14), а затем (13), (14) в (15), получим:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{\left(\left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha) \sin(\alpha + \alpha_0)\right)^2 + \left(F_{дв} - \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha) \cos(\alpha + \alpha_0)\right)^2}.$$

Последовательно решая уравнения (9), (10), (11), можно получить суммарную радиальную нагрузку, действующую на опору рулевого агрегата.

Для оценки влияния рулевой машины на радиальную силу найдём  $\Delta F_r = F_{r\Sigma} - F_{дв}$  и построим график  $\Delta F_r = f(\alpha)$ . При этом следует учесть, что момент от рулевой машины  $M_{PM}$  может быть как положительным, так и отрицательным, что соответствует прямому и обратному ходу РА.

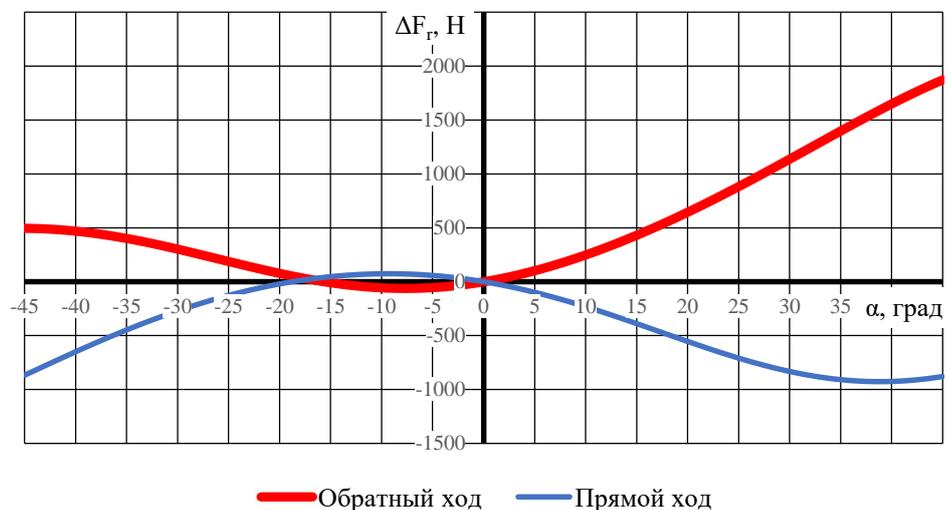


Рисунок 7 – Изменение радиальной силы  $F_r$ , действующей на подшипник в зависимости от угла положения  $\alpha$  рулевой машины

Из рисунка 7 видно, что дополнительная сила может как догружать, так и разгружать подшипник, при этом максимальное догружение происходит в обратном ходе при  $\alpha = -45^\circ$  и составляет  $\Delta F_r = 1871$  Н.

### Заключение

В результате исследований проведён анализ кинематической схемы привода рулевого агрегата ЖРД. Получены аналитические зависимости переменного во времени усилия, приходящего на исполнительный элемент рулевого агрегата, которое в последующем было сопоставлено с аналогичной экспериментальной характеристикой, зарегистрированной при полноразмерном огневом испытании. Показано, что дополнительная сила может как догружать, так и разгружать подшипник, при этом максимальное догружение происходит в обратном ходе при  $\alpha = -45^\circ$  и составляет  $\Delta F_r = 1871$  Н. Погрешность в определении максимального усилия аналитическим методом не превысила 6% по сравнению с экспериментальными данными. Максимальная погрешность аналитического расчёта по сравнению с экспериментом не превышает 25%. Приведена аналитическая и графическая зависимость нагрузки на исполнительный элемент в виде временной функции при заданных угловых скоростях переключения рулевого агрегата, показан порядок преобразования указанного усилия в радиальную нагрузку на подшипник.

### Список использованных источников

1. Королев, А. В. Экспериментальное исследование влияния геометрии контакта тел и дорожек качения шариковых подшипников на момент трения качения / А. В. Королев, А. А. Королев // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, №2. – С. 156-161.

2. Туренко, А. П. Момент трения в упорном подшипнике / А. П. Туренко // Исследование сложных технических и технологических систем. – Саратов : Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю. А., 2017. – С. 166-171.
3. Тарабарин, В. Б. Исследование момента сил трения во вращательной паре / В. Б. Тарабарин, Ф. И. Фурсяк, З. И. Тарабарина // Теория механизмов и машин. – 2012. – Т. 10, №1(19). – С. 88-97.
4. Королев, А. В. Зависимость момента трения качения упорного подшипника от внешней нагрузки / А. В. Королев, А. П. Туренко // Actualscience. – 2016. – Т. 2, №12. – С. 137-138.
5. Юрков, Ю. В. Исследование динамической погрешности при измерении момента трения подшипников качения / Ю. В. Юрков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2005. – №4. – С. 35-38.
6. Фурлетова, Н. В. Момент трения как фактор потерь энергии в подшипниках качения / Н. В. Фурлетова // Успехи современного естествознания. – 2011. – №7. – С. 228-228.
7. Исследование влияния перекоса колец подшипников качения на момент трения и долговечность опор / В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, Б. Б. Косенок, А. В. Лаврин // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, №6. – С. 693-698.
8. Лаврин, А. В. Экспериментальное исследование момента трения в подшипнике качения при перекосе вала / А. В. Лаврин, В. Б. Балякин, В. Б. А. Осиала // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2018. – Т. 20, №4-1(84). – С. 37-42.
9. Жильников, Е. П. Расчет двухрядного подшипника автомата перекоса несущего винта вертолета [Текст] / Е. П. Жильников, И. М. Шифрин // Актуальные проблемы трибологии: сборник докладов регионального научно-технического семинара. – Самара: Изд. СамГТУ, 2008. – С. 71-72.
10. Балякин, В. Б. Анализ условий комплексного нагружения радиальных подшипников узлов качения рулевых агрегатов ЖРД / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения : Сборник докладов Международной научно-технической конференции. В 2-х томах, Самара, 23–25 июня 2021 года. Том 2. – Самара: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, 2021. – С. 99-100.

## Dynamic loading conditions of radial bearings of rocket steering units of liquid rocket engine steering units

**D. E. Dolgih** | Postgraduate Student at the Department of Fundamentals of Machine Design;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
email: i@dolgih-work.ru

*A brief review of existing and newly developed methods for calculating the friction moment of radial bearings of rocking units is given using the most common domestic articulated steering units of liquid-propellant rocket engines as an example. An analysis of the kinematic diagram of the steering drive is carried out, the leading element of which is the shaft of the launch vehicle steering machine. Analytical dependencies of the time-varying force coming to the actuator of the steering unit are obtained, which were subsequently compared with a similar experimental characteristic recorded during a full-scale fire test. An analytical and graphical dependence of the load on the actuator as a time function at specified angular velocities of the steering unit shift is given, the procedure for converting this force into a radial load on the bearing is shown. The field of application of the obtained refined data in studying the torque characteristics of low-speed radial bearings of steering units is determined.*

**Keywords:** liquid rocket engine steering unit; swing units; radial force; rolling bearings; torque characteristics

**Citation:** Dolgih, D. E. (2025), "Dynamic loading conditions of radial bearings of rocket steering units of liquid rocket engine steering units", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, Т. 11, no. 2, pp. 46-55. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-46-55. (In Russian; abstract in English)

---

### References

1. Korolev, A. V. and Korolev, A. A. (2016), "Experimental study of the balls and raceways contact geometry effect on the rolling-friction torque", *Trenie i iznos* [Friction and Wear], vol. 37, № 2, pp. 156-161. (In Russian)
2. Turenko, A. P. (2017), "Friction moment in the steering bearing", *Issledovanie slozhnykh tekhnicheskikh i tekhnologicheskikh sistem* [Research of complex technical and technological systems], Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov, pp. 166-171. (In Russian)
3. Tarabarin, V. B., Fursyak, F. I. and Tarabarina, Z. I. (2012), "Issledovanie momenta sil treniya vo vrashchatel'noy pare" [Study of the moment of friction forces in a rotating pair], *Theory of mechanisms and machines*, vol. 10, № 1(19). – pp. 88-97. (In Russian)
4. Korolev, A. V. and Turenko, A. P. (2016), "Dependence of the moment of rolling friction thrust bearings on the external load", *Actualscience*, vol. 2, №12, pp. 137-138. (In Russian)
5. Yurkov, Yu. V. (2005), "Issledovanie dinamicheskoy pogreshnosti pri izmerenii momenta treniya podshipnikov kacheniya" [Study of dynamic error in measuring the friction torque of rolling bearings], *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, № 4, pp. 35-38. (In Russian)
6. Furletova, N. V. (2011), "Moment treniya kak faktor poter' energii v podshipnikakh kacheniya" [Friction moment as a factor of energy losses in rolling bearings], *Advances in current natural sciences*, № 7, pp. 228-228. (In Russian)
7. Balyakin, V. B., Zhil'nikov, E. P., Kosenok, B. B. and Lavrin, A. V. (2016), "Investigation of the influence of ring misalignment of rolling bearings on frictional torque and durability of supports", *Trenie i iznos* [Friction and Wear], vol. 37, № 6, pp. 693-698. (In Russian)
8. Lavrin, A. V., Balyakin, V. B. and Ossiala, V. B. A. (2018), "Experimental study of friction torque in the rolling bearing by the distortion of the shaft", *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, vol. 20, № 4-1(84). pp. 37-42. (In Russian)
9. Zhil'nikov, E. P. and Shifrin, I. M. (2008), "Raschet dvukhryadnogo podshipnika avtomata perekosa nesushchego vinta vertoleta" [Calculation of a double-row bearing of a helicopter main rotor swashplate], *Aktual'nye problemy tribologii: sbornik dokladov regional'nogo nauchno-tekhnicheskogo seminara* [Actual problems of tribology: collection of reports of the regional scientific and technical seminar], Izd. SamGTU, Samara, pp. 71-72. (In Russian)
10. Balyakin, V. B. and Lavrin, A. V. (2021), "Complex loading conditions analysis for radial bearings of liquid-propellant engines steering units", *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya : Sbornik dokladov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Problems and Prospects of Development of Engine Building: Collection of reports of the International Scientific and Technical Conference], vol. 2, Samara National Research University, pp. 99-100. (In Russian)



## Расчётная отстройка от автоколебаний и экспериментальная валидация энергетического метода их прогнозирования в лопатках компрессора ГТД

<b>П. В. Макаров</b>	кандидат технических наук, начальник отделения; ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова», г. Москва; email: pvmakarov@ciam.ru
<b>С. А. Чепига</b>	начальник конструкторского бюро; ПК «Салют» АО «ОДК», г. Москва; email: s.chepiga@uecrus.com
<b>О. Ю. Воронин</b>	начальник конструкторского отдела; ПК «Салют» АО «ОДК», г. Москва; email: o.voronin@uecrus.com
<b>М. Е. Колотников</b>	доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник; НИИ механики МГУ, г. Москва; email: mekolotnikov@mail.ru
<b>В. В. Веденеев</b>	доктор физико-математических наук, профессор, заместитель директора по НИР; НИИ механики МГУ, г. Москва; email: vasily@vedeneev.ru
<b>Ф. А. Абдухакимов</b>	кандидат физико-математических наук, научный сотрудник; НИИ механики МГУ, г. Москва; email: afa_mech@mail.ru

*Работа посвящена демонстрации эффективности энергетического метода прогнозирования автоколебаний (флаттера) на примере моноколеса 1-й ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя. Флаттер был обнаружен во время испытаний двигателя методом тензометрирования моноколеса и с использованием бесконтактных средств диагностики. Используя инженерную расчётную методику, основанную на энергетическом методе, моноколесо было отстроено от флаттера путём перепрофилирования лопаток. Расчётное распределение работы нестационарных аэродинамических сил на упругих перемещениях лопатки за цикл колебаний по собственной форме позволяет конструктору сосредоточиться при отстройке от флаттера на вкладе определённых зон лопатки и минимизировать потери аэродинамических параметров. В данной работе впервые в отечественном двигателестроении была успешно проведена экспериментальная проверка отсутствия флаттера расчётно отстроенного рабочего колеса компрессора с использованием энергетического метода при испытаниях его в составе двигателя. Разработанная методика позволяет получить значительный экономический эффект от сокращения объёма испытаний и исключения риска разрушения двигателя.*

**Ключевые слова:** автоколебания (флаттер); энергетический метод; компрессор; валидация; перепрофилирование лопатки; отстройка от автоколебаний; моноколесо (блиск)

**Цитирование:** Макаров, П. В. Расчётная отстройка от автоколебаний и экспериментальная валидация энергетического метода их прогнозирования в лопатках компрессора ГТД / П. В. Макаров, С. А. Чепига, О. Ю. Воронин, М. Е. Колотников, В. В. Веденеев, Ф. А. Абдухакимов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 56-72. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-56-72

---

## Введение

Автоколебания (флаттер) лопаток компрессора являются нежелательным явлением, возникающим при проектировании газотурбинных двигателей (ГТД) и промышленных энергетических турбин. Под автоколебаниями понимаются самовозбуждающиеся незатухающие колебания лопаток, поддерживаемые взаимодействием лопатки с окружающим потоком воздуха в тракте компрессора. Автоколебания опасны тем, что их амплитуда может превысить предел выносливости материала лопатки и привести к разрушению конструкции ГТД.

До недавнего времени при проектировании ГТД использовались простые эмпирические критерии прогнозирования автоколебаний лопаток (такие, как число Струхала и изгибно-крутильная связанность), основанные на накопленном в конструкторских бюро опыте конструирования двигателей и их доводки. Однако, эти критерии обладают низкой точностью, а критические значения, полученные в разных КБ для лопаток схожих типов, могут значительно отличаться. Применение статистического метода [1], основанного на обработке результатов большого числа проведённых испытаний компрессоров ГТД, даёт более надёжные результаты для близких по геометрическим параметрам и конструкции объектов исследований. В то же время этот метод принципиально не может качественно и количественно верно дать прогноз возникновения автоколебаний лопаток новых форм и конструкций, поскольку для них не проведено достаточного количества испытаний для набора статистики. В таких случаях предсказательную силу может иметь лишь численное моделирование условий возникновения автоколебаний лопаток.

Современные программные комплексы численного газодинамического моделирования позволяют надёжно рассчитывать течение воздуха в межлопаточном канале лишь около линии рабочих режимов, где течение потока безотрывно или близко к безотрывному. В то же время именно для этих режимов на стадии проектирования двигателя наиболее остро стоит задача подавления автоколебаний, т. к. это делает возможным проведение безопасных испытаний компрессоров на автономных стендах с определением основных характеристик новых компрессоров. Настоящая статья посвящена численному решению этой задачи. Автоколебания на других режимах, далёких от рабочей линии, где имеются значительные срывные зоны, могут быть устранены в процессе доводки двигателя коррекцией линии рабочих режимов и другими методами.

## 1 Энергетический метод прогнозирования автоколебаний

Применяется энергетический метод прогнозирования автоколебаний [2–6]. Предполагается, что поток воздуха оказывает незначительное влияние на собственные колебания лопаток. При этом условии обтекание может привести либо к дополнительному демпфированию (в случае устойчивости), либо к усилению (в случае флаттера) колебаний без изменения собственных форм и частот по сравнению с колебаниями в пустоте. Для лопатки во вращающейся системе координат, связанной с рабочим колесом, уравнение энергии имеет вид

$$\frac{dE(t)}{dt} = A(t),$$

где  $E(t)$  – суммарная кинетическая энергия,  $A(t)$  – мощность всех внутренних и внешних сил. В качестве консервативной оценки будем пренебрегать конструкционным демпфированием (в запас, для моноколёс это малая величина), учитывая только давление, распределённое по поверхности лопатки. Изменение полной энергии за один цикл колебаний в этом случае имеет вид:

$$\Delta E = W = \int_{t_0}^{t_0+T} \int_S p(x, y, z, t) n(x, y, z, t) v(x, y, z, t) ds dt,$$

где  $T = 1/f$  – период колебаний лопатки,  $f$  – собственная частота,  $S$  – поверхность лопатки,  $p$  – давление,  $n$  – нормаль к поверхности лопатки,  $v$  – скорость точек лопатки. Вязкими напряжениями в воздухе будем пренебрегать, так как обычно они не оказывают влияния на границу автоколебаний.

Так как влияние потока на форму собственных колебаний лопаток мало, вычисленная работа аэродинамических сил на упругих колебаниях лопатки также мала. Работа, совершённая на гармонических колебаниях (с постоянной амплитудой), отличается от фактической работы на усиливающемся или затухающем колебании на величину второго порядка малости, которой пренебрегаем. В связи с этим с использованием стандартного инженерного программного обеспечения могут быть рассчитаны собственные формы и частоты гармонических колебаний для лопатки в пустоте.

Для анализа условий возникновения автоколебаний вычисляется работа, совершённая нестационарным давлением над колеблющейся лопаткой за один период колебаний. Если эта работа положительна, то на каждом периоде колебаний происходит подвод энергии из потока к лопатке и увеличение её амплитуды. Если работа отрицательна, то на каждом периоде часть энергии лопатки рассеивается в потоке. В результате критерием возникновения автоколебаний служит неравенство

$$W > 0. \tag{1}$$

Численная модель течения газа состоит из трёх [3] последовательно идущих межлопаточных каналов одного рабочего колеса (рисунок 1). Для расчёта нестационарного потока воздуха начальные и граничные условия на входе и выходе межлопаточных каналов данного колеса задаются путём интерполяции характеристик стационарного течения в компрессоре. Методика проведения аэродинамических расчётов ранее была валидирована полномасштабными натурными испытаниями различных компрессоров в составе двигателя. В качестве граничных условий задаются распределения полного давления, температуры торможения, направления вектора скорости и турбулентных параметров на входе в межлопаточный канал, а также распределение статического давления на выходе из него. На поверхностях твёрдых тел (на лопатках, втулках, корпусе) задаются условия прилипания. На внешних боковых поверхностях модели задаётся условие циклической симметрии.

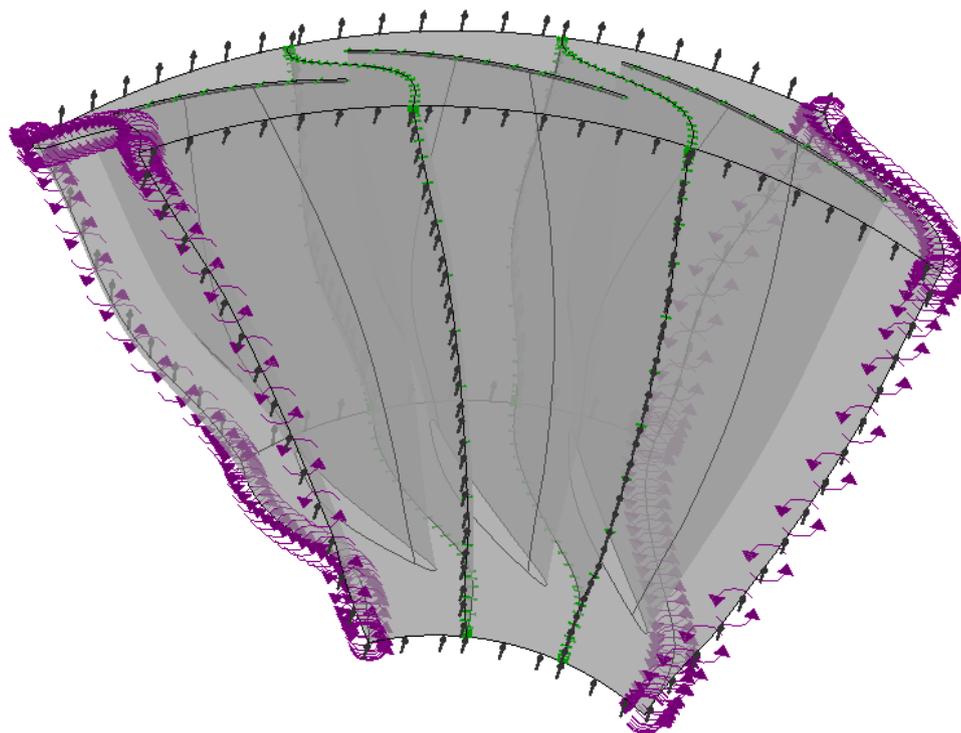


Рисунок 1 – Расчётная аэродинамическая модель

На поверхности каждой лопатки задаётся перемещение границы расчётной области в виде собственного колебания колеса (бегущей волны деформаций) с заданным числом узловых диаметров (сдвига фаз между соседними лопатками):

$$\mathbf{u}(x, y, z, t) = A(\sin\omega t \cdot \mathbf{L}_1(x, z) - \cos\omega t \cdot \mathbf{L}_2(x, z)),$$

где  $A$  и  $\omega = 2\pi f$  – амплитуда и круговая частота колеблющейся лопатки,  $\mathbf{L}_1(x, z)$ ,  $\mathbf{L}_2(x, z)$  – функции, интерполирующие собственные формы колебания, соответствующие узлу и пучности системы «диск–лопатки» с учётом, при наличии, бандажных связей. Для интерполяции результатов расчёта модального анализа и переноса их в CFD-код используются полиномы Лагранжа десятой степени [3, 4]. В соответствии с заданным перемещением границы происходит деформация расчётной аэродинамической сетки профиля лопатки. Для моделирования вперёд или назад бегущей по рабочему колесу волны, характерной для решетчатого флаттера [7, 8], на боковых лопатках задаётся запаздывание  $\omega t - \varphi$  или опережение  $\omega t + \varphi$  фазы по отношению к средней лопатке, где сдвиг фазы  $\varphi = 2\pi m/N$  ( $N$  – число лопаток в ступени) определяется числом узловых диаметров  $m$ .

Прогнозирование автоколебаний, в соответствии с описанной процедурой [3, 4], состоит из четырех этапов:

1. Расчёт собственных частот и форм колебаний упругой системы «диск–лопатки» в пустоте. Интерполяция перемещений профиля лопатки многочленами Лагранжа.
2. Расчёт стационарного течения воздуха в компрессоре.
3. Нестационарный расчёт течения в выбранной ступени с лопатками, колеблющимися по собственной форме, вычисленной на этапе 1 (т. е. с заданным движением аэродинамической расчётной сетки профиля лопатки).
4. Вычисление работы, совершённой давлением над средней лопаткой, и проверка критерия возникновения автоколебаний (1).

Для каждой собственной формы, потенциально подверженной автоколебаниям, с учётом разницы распределения перемещений при различных узловых диаметрах, для вперёд и назад бегущих волн деформации выполняются шаги 3 и 4. Такими формами являются первая и вторая изгибные формы колебаний, а также первая крутильная форма [7]. Работа вычисляется для последнего из нескольких рассчитанных циклов колебаний так, чтобы отклик давления на гармонические колебания лопатки тоже стал гармоническим. Опыт проведённых расчётов показывает, что для этого достаточно трёх периодов колебаний [2–5].

Для расчёта течения воздуха используется коммерческий программный комплекс конечно-объёмного анализа. Решаются уравнения Навье-Стокса, осреднённые по Рейнольдсу, с моделью турбулентности  $k - \omega$ . Для построения многочленов Лагранжа и вычисления работы нестационарных аэродинамических сил используется собственный программный код. Более подробно методика проведения расчётов изложена в [4].

## 2 Расчётно-экспериментальные работы по исследованию автоколебаний моноколеса 1-й ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя

Объектом исследования является трёхступенчатый компрессор низкого давления (КНД) с рабочими колёсами типа «блиск» (моноколесо), изготовленный из титанового сплава методом скоростного фрезерования на станке с числовым программным управлением из одной заготовки. Экспериментальная проверка отсутствия автоколебаний рабочего колеса (РК) 1-й ступени КНД проводилась при испытаниях в составе двухконтурного газотурбинного двигателя в стендовых условиях. Испытания проводились при атмосферных условиях, с наддувом и подогревом на входе в двигатель, с гладким входом, а также с интерцептором, имитирующим неравномерность потока воздуха на входе в двигатель. Для обеспечения необходимого по нормам прочности запаса по коэффициенту режима РК 1-й ступени  $\delta K_{pPK1}$  поджатие линии рабочих режимов (ЛРР) КНД осуществлялось за счёт установки технологических заглушек в отверстия отбора воздуха в наружном контуре двигателя. Измерены 7 рабочих линий, полученных снятием разного количества заглушек в диапазоне частот вращения ротора КНД  $n_{1np} = 60 \dots 90\%$ : 0 – без снятия заглушек (полностью поджатая ЛРР), снятия 1/4, 1/2, 1, 1+1/4, 1+1/2 и 2 заглушек. По измеренным ЛРР проведены исследования отсутствия автоколебаний РК 1-й ступени КНД при следующих параметрах на входе в двигатель: давлении от 1,3 до 1,45 атм и температуре от 50 до 130 °С.

Для проведения тензометрирования КНД препарировался тензодатчиками (т/д), размещёнными на рабочих и направляющих лопатках, на дисках и валу ротора. Роторные т/д подключались к оптическому бесконтактному токосъёмнику с нештатной опорой статорной части перед коком КНД с 3-мя радиальными стойками. На корпусе КНД над рабочими лопатками 1-й и 2-й ступени, а также перед КНД на корпусе опоры токосъёмника устанавливались пары датчиков пульсации (ДП) статического давления для бесконтактной диагностики колебаний [7].

При испытаниях КНД с поджатием ЛРР  $\delta K_{pPK1} = 2,3\%$  на режиме  $n_{1np} \approx 70\%$  при температуре воздуха на входе в двигатель  $T_{вх}^* = 130$  °С были выявлены нерезонансные колебания – автоколебания РК 1-й ступени. Уровни вибронапряжений при этом достигали  $\sigma = 14,4$  кгс/мм<sup>2</sup> по корневому т/д,  $\sigma = 7$  кгс/мм<sup>2</sup> по торцевому т/д и  $\sigma = 7,4$  кгс/мм<sup>2</sup> по т/д, расположенному на диске 1-й ступени. Далее была уменьшена температура воздуха на входе до  $T_{вх}^* = 90$  °С, однако автоколебания остались. В таблице 1 приведены максимально замеренные уровни вибронапряжений на режиме  $n_{1np} = 70\%$  по тензорезисторам, расположенным на лопатках и диске 1-й ступени КНД. Уровни вибронапряжений при автоколебаниях продолжали расти до того момента, пока не была изменена частота вращения и не произошёл уход с данного режима работы двигателя.

Таблица 1 – Уровни вибронпряжений в РК 1-й ступени при автоколебаниях, кгс/мм<sup>2</sup>

тип т/д	№ лоп.	T <sub>вх</sub> ≈ 130 °C	T <sub>вх</sub> ≈ 90 °C
корневой	2	12,1	7,0
	3	13,0	7,5
	7	14,4	7,8
	8	11,7	6,6
	9	12,5	7,4
	15	12,6	6,8
торцевой	1	6,8	-
	3	5,7	-
	8	7,0	-
Диск 1-й ступени, N1	N1-1	4,2	2,3
	N1-2	7,4	3,6
	N1-3	5,4	2,6

Для момента развитых автоколебаний рабочих лопаток 1-й ступени по сигналам с корневых т/д и по т/д, размещённым на цапфе диска 1-й ступени, построены спектрограммы, функция когерентности и график сдвига фаз (рисунки 2, 3). По всем т/д видна составляющая  $f = 1008$  Гц – частота автоколебаний РК 1-й ступени по форме колебаний с 2 узловыми диаметрами (определяется по сдвигу фаз между сигналами с соседних т/д). Равенство функции когерентности единице указывает на связанность колебаний рабочих лопаток 1-й ступени, что характерно для автоколебаний. Также на автоколебания РК 1-й ступени указывает положительный сдвиг фаз (вперёд бегущая волна деформации) и отсутствие кратности частоте вращения ( $k = 5,2$ ).

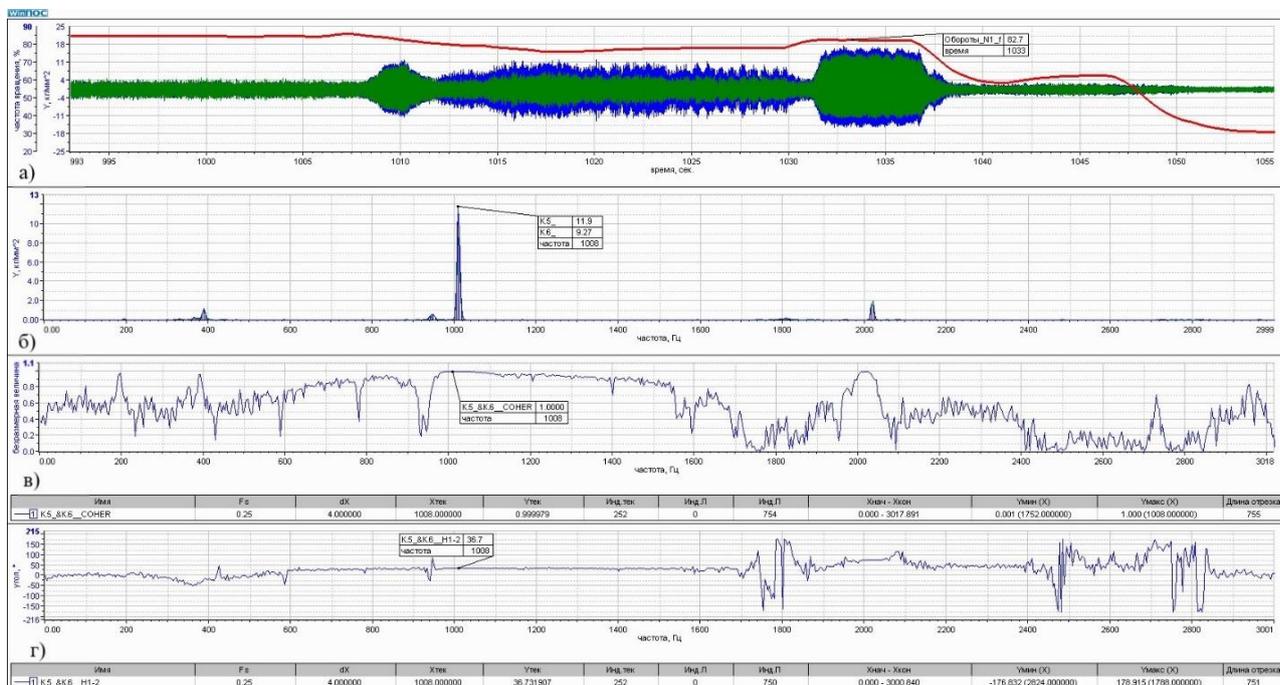


Рисунок 2 – Осциллограмма (а) и спектрограмма (б), функция когерентности (в) и график сдвига фаз (г) с корневых т/д лопаток №7 и №8 в момент автоколебаний РК 1-й ступени

В момент интенсивного увеличения уровня вибронпряжений по т/д на рабочих лопатках и диске 1-й ступени, в спектрах с датчиков пульсаций статического давления (ДП), были выявлены диагностические составляющие, характерные для автоколебаний рабочих лопаток. Спектрограмма с ДП над 2-й ступенью приведена на рисунке 4. В спектрах с ДП диагностическая составляющая  $f_{\delta} = 1400$  Гц соответствует форме колебаний лопаток 1-й ступени  $f_l = 1008$  Гц с числом узловых диаметров  $m = 2$  в невращающейся системе координат:  $f_{\delta} = f_l \pm n_l \cdot m$ , где  $n_l$  – частота вращения (196 Гц).

Составляющие  $f = 2306$  Гц и  $f = 5108$  Гц равноудалены от частоты следования лопаток 1-й ступени ( $f_{слРЛ} = 19 n_l$ ) на величину  $\Delta f_{\delta}$ .

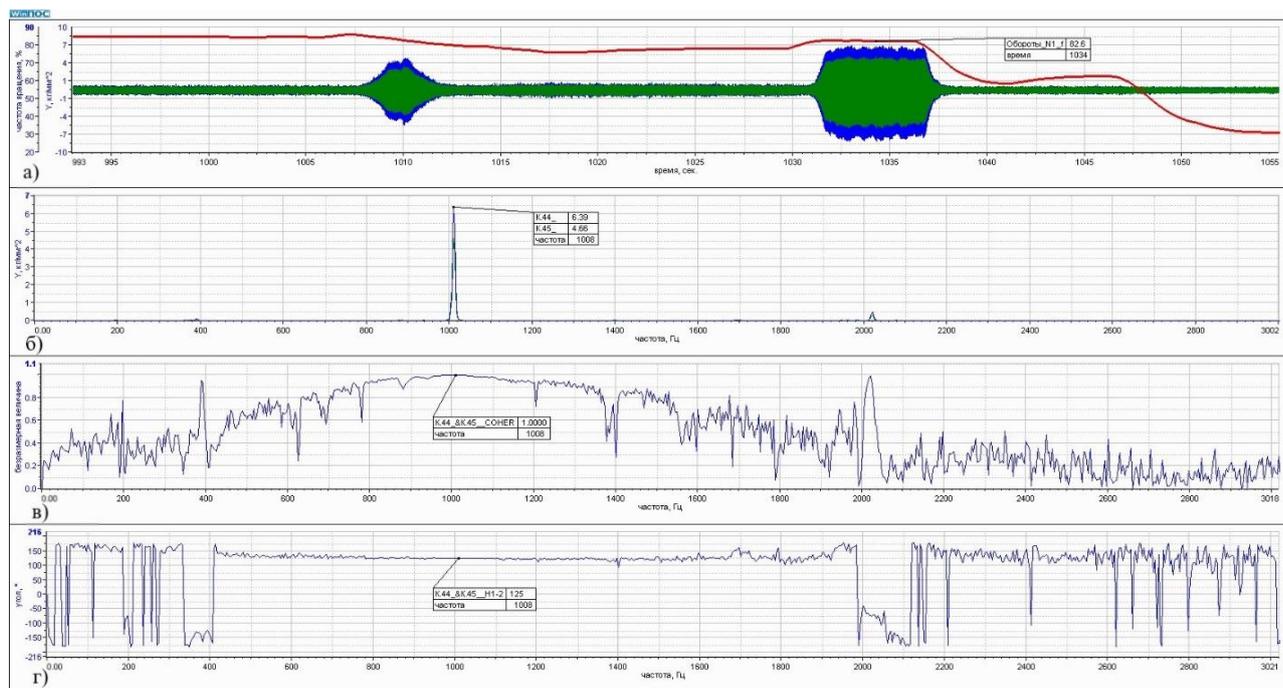


Рисунок 3 – Осциллограмма (а) и спектрограмма (б), функция когерентности (в) и график сдвига фаз (г) с т/д на диске 1-й ступени в момент автоколебаний РК 1-й ступени

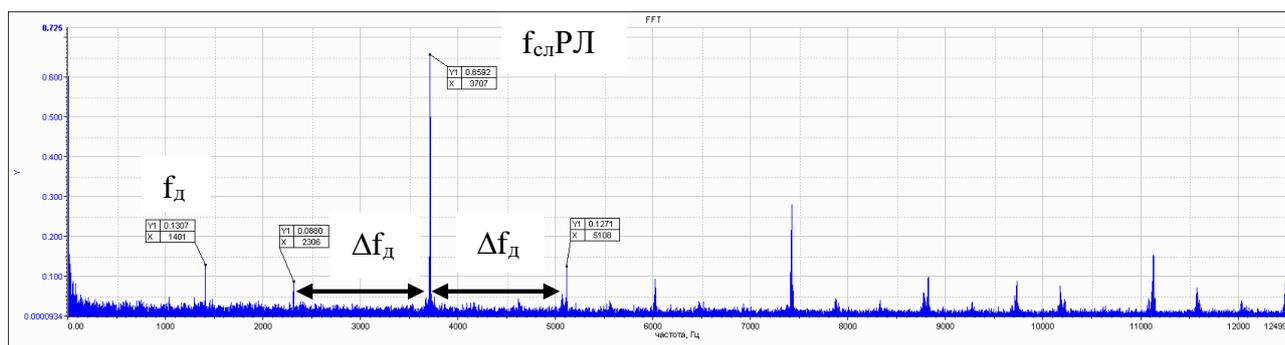


Рисунок 4 – Спектрограмма с ДП над РК 2-й ступени в момент автоколебаний РК 1-й ступени

Положительное значение  $m$  соответствует вперёд бегущей волне деформаций, характерной для автоколебаний. Также наличие вперёд бегущей волны и автоколебаний характеризует то, что составляющая справа от частоты следования лопаток больше левой [7].

Для дальнейшей отстройки РК 1-й ступени от автоколебаний был проведён расчёт работы нестационарных аэродинамических сил на периоде колебаний лопатки по методике, описанной в разделе 1.

Результаты проведённых расчётов по 3 форме колебаний РК 1-й ступени на режиме  $n_{1np} = 70\%$  приведены на рисунке 5. Работа, совершаемая распределённым по лопатке давлением на одном периоде колебаний по 3 форме колебаний с 2 узловыми диаметрами, оказалась положительной, что свидетельствует о склонности рабочего колеса 1-й ступени к автоколебаниям и о соответствии расчётных и экспериментальных данных. На рисунке 5, в приведено распределение работы нестационарных аэродинамических сил по перу лопатки, где отчётливо видна уголкообразная область в периферийной части лопатки с максимальным положительным вкладом работы, что было в дальнейшем использовано при отстройке РК 1-й ступени от автоколебаний.

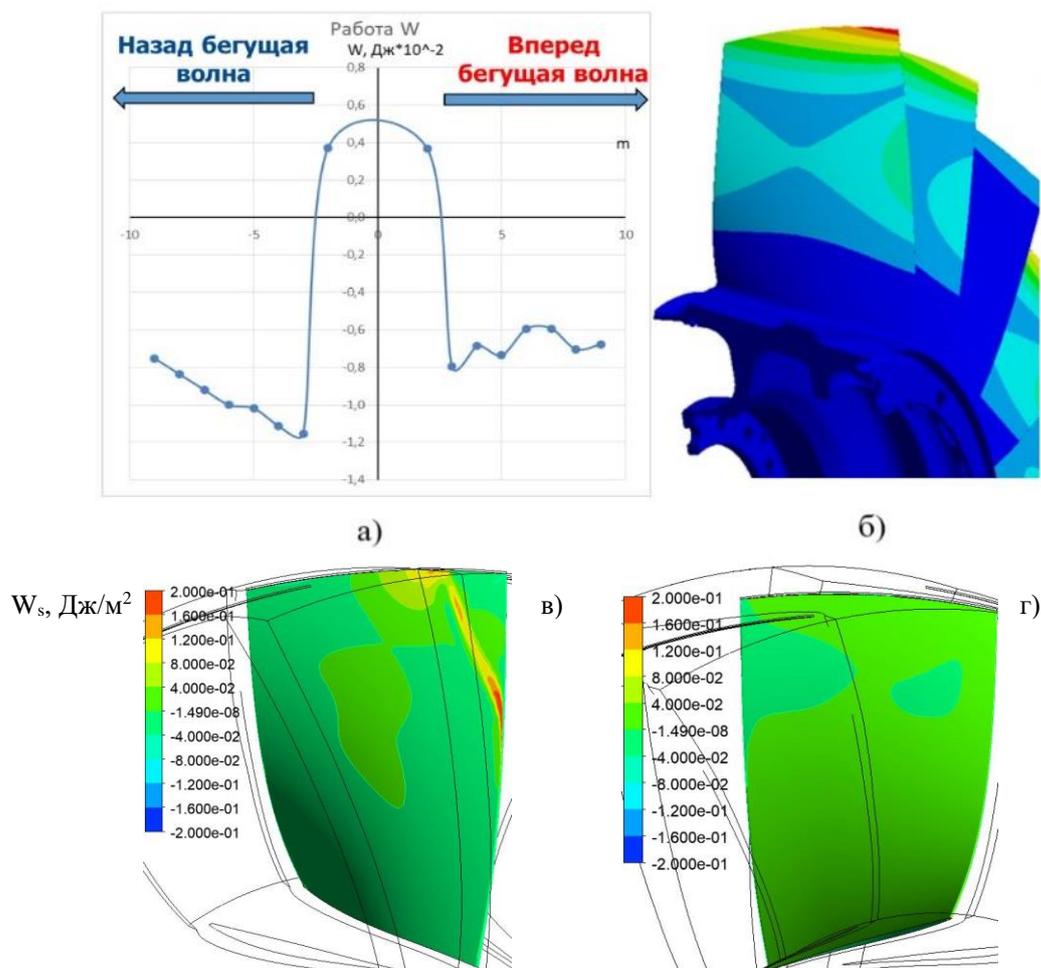


Рисунок 5 – Результаты расчётного прогнозирования автоколебаний РК 1-й ступени для 3 формы колебаний: зависимости работы  $W$  нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров  $m$  (а); распределения относительных суммарных перемещений (б), поверхностная плотность работы по спинке (в) и корыту (г) лопатки по форме с 2 узловыми диаметрами

### 3 Отстройка от автоколебаний моноколеса 1-й ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя и валидация эффективности энергетического метода

Возможность возникновения автоколебаний определяется работой аэродинамических сил на периоде колебаний лопатки. При этом демпфирующее действие аэродинамических сил способствует исключению возможности возникновения автоколебаний. Перепрофилирование лопатки было направлено на увеличение устойчивости течения и исключение отрывных зон в межлопаточном канале лопатки РК 1-й ступени при работе на приведённой частоте

вращения  $n_{1np} = 70\%$  и, как следствие, устранение положительного вклада работы нестационарных аэродинамических сил в уголкового области периферийной части лопатки (рисунок 5, в). Для оценки вводимых мероприятий была выбрана расчётная точка на характеристике компрессора при  $n_{1np} = 70\%$ , соответствующая положению рабочей линии КНД с  $(\pi_k^*/G_{np}) = 0,059$ , где экспериментально были обнаружены автоколебания. Задачей проводимых мероприятий было улучшение режима обтекания РК 1-й ступени при  $n_{1np} = 70\%$  с минимизацией потерь суммарных газодинамических параметров компрессора на ЛРР в рабочем диапазоне приведённых частот вращения  $n_{1np} = 60 - 100\%$ . Аэродинамические расчёты РК 1-й ступени проводились в составе трёхступенчатого КНД с заданием физических условий на входе, соответствующих режимам, исследованным экспериментально:  $P^*_{вх} = 1,25$  атм,  $T^*_{вх} = 90^\circ\text{C}$ .

Внешние виды исходной и модифицированной лопаток РК 1-й ступени показаны на рисунке 6, а. В результате перепрофилирования изменились угол наклона лопатки в осевом направлении и распределение конструктивных углов входа и выхода лопатки (рисунок 6, б), значение максимального утолщения профиля  $S_{max}$  осталось без изменений. Изменён также тип используемого профиля сечений лопатки, который отличается от исходного распределением толщины и кривизны вдоль хорды (рисунок 7).

Перераспределение конструктивных углов входа и выхода лопатки РК 1-й ступени позволило выровнять профиль меридиональной скорости потока на входе и выходе из колеса, увеличив скорость в периферийных сечениях. Использование профиля с увеличенной кривизной на входе позволило улучшить обтекание входной кромки лопатки. Вводимые мероприятия дополнительно позволили увеличить КПД рабочего колеса 1-й ступени и суммарный КПД компрессора при  $n_{1np} = 70\%$ . Сравнение изолиний Маха течения в сечениях межлопаточного канала исходного и модифицированного РК1 при  $n_{1np} = 70\%$  представлено на рисунке 8. На нём показано, что вихревая зона (синий цвет), которая формируется на входной кромке и развивается до выходной кромки в верхней половине исходной лопатки, существенно уменьшена в модифицированном варианте лопатки.

Однако при этом КПД 1-й ступени на режиме  $n_{1np} = 100\%$  с перепрофилированным РК уменьшился по сравнению с исходным вариантом на  $\Delta\eta^* = 1,4\%$ . Суммарный КПД компрессора уменьшился на  $\Delta\eta^* = 0,7\%$ . При этом на ЛРР при  $\pi_k^* = 3,3$  КПД компрессора достигает значений, заданных в техническом задании на проектирование данного КНД.

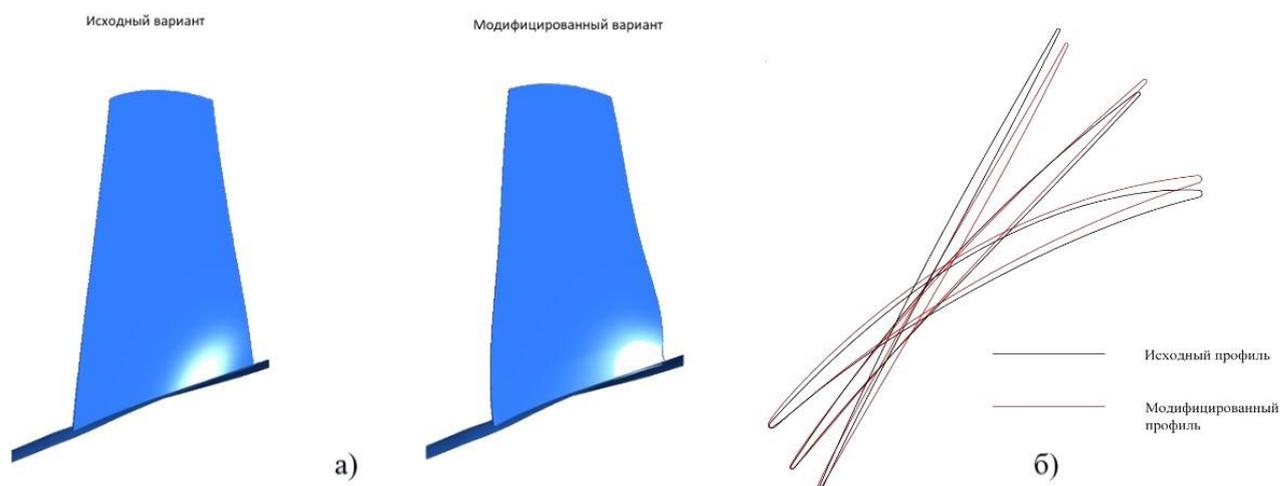


Рисунок 6 – Исходная и модифицированная лопатки РК 1-й ступени: вид на меридианное сечение проточной части (а); вид сечений по высоте профиля (б)

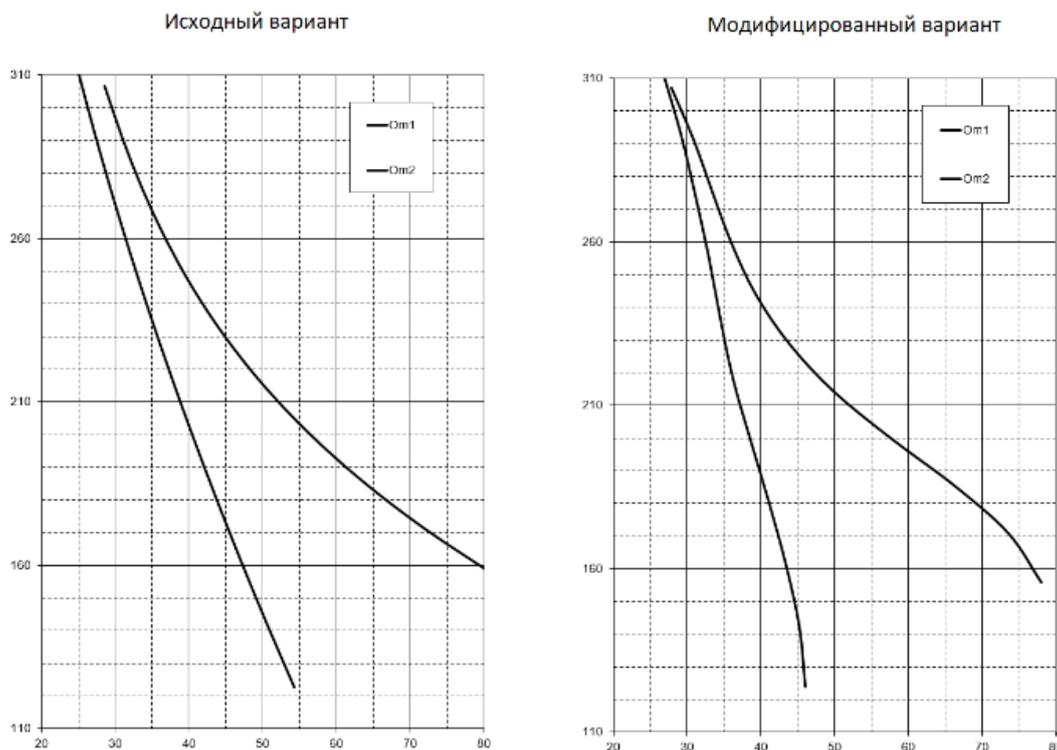


Рисунок 7 – Распределение конструктивных углов на входе Om1 и выходе Om2 РК 1-й ступени по радиусу R в исходной и модифицированной лопатках

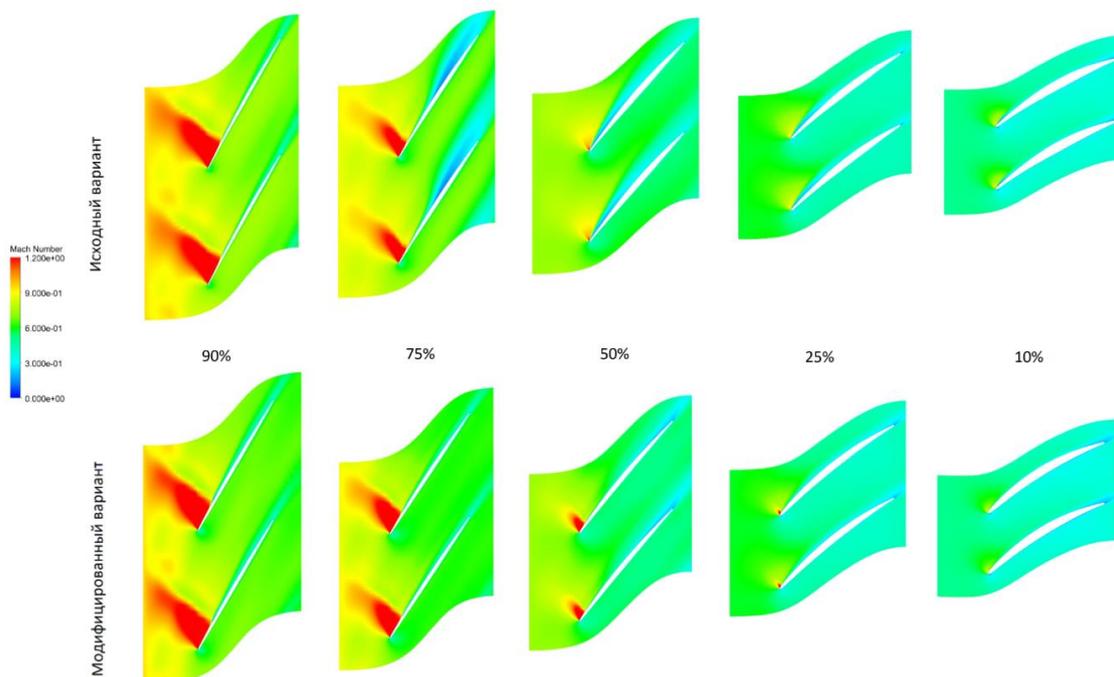


Рисунок 8 – Сравнение изолиний Маха течения в сечениях межлопаточного канала исходного и модифицированного РК 1-й ступени при  $n_{1np} = 70\%$

Для перепрофилированной лопатки РК 1-й ступени проведены расчёты частот и форм колебаний с использованием циклосимметричного сектора, содержащего одну лопатку (рисунок 9). Форма колебаний, по которой при испытаниях возникали автоколебания на режиме  $n_{1np} = 70\%$  (третья форма колебаний с двумя узловыми диаметрами), изменилась по частоте с

$f = 1008$  Гц на  $f = 956$  Гц и перестроилась из второй изгибной в первую крутильную форму. На рисунке 10 показано, как изменилось распределение работы нестационарных аэродинамических сил по перу лопатки при данной отстройке. Проведённые расчёты действия нестационарных аэродинамических сил на упругих перемещениях лопаток РК 1-й ступени при колебаниях по низшим формам с учётом назад и вперёд бегущих волн деформаций на нескольких основных режимах работы КНД дали отрицательные значения работы, совершаемой распределённым по лопатке давлением на одном периоде колебаний. На рисунке 11 приведены результаты расчёта для третьей формы колебаний, на которой ранее до перепрофилирования РК 1-й ступени были обнаружены автоколебания на режиме  $n_{1np} = 70\%$ .

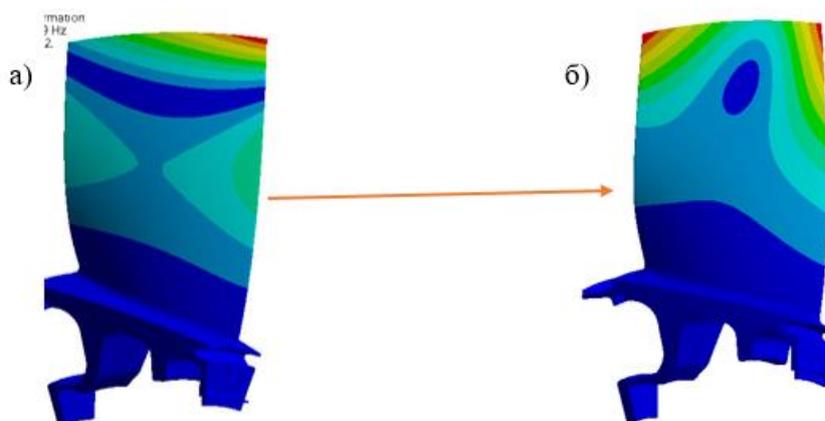


Рисунок 9 – Картина распределения относительных суммарных перемещений по третьей форме колебаний РК 1-й ступени с 2 узловыми диаметрами: до отстройки – частота  $f = 1008$  Гц (а) и после отстройки – частота  $f = 956$  Гц (б) от автоколебаний на режиме  $n_{1np} = 70\%$

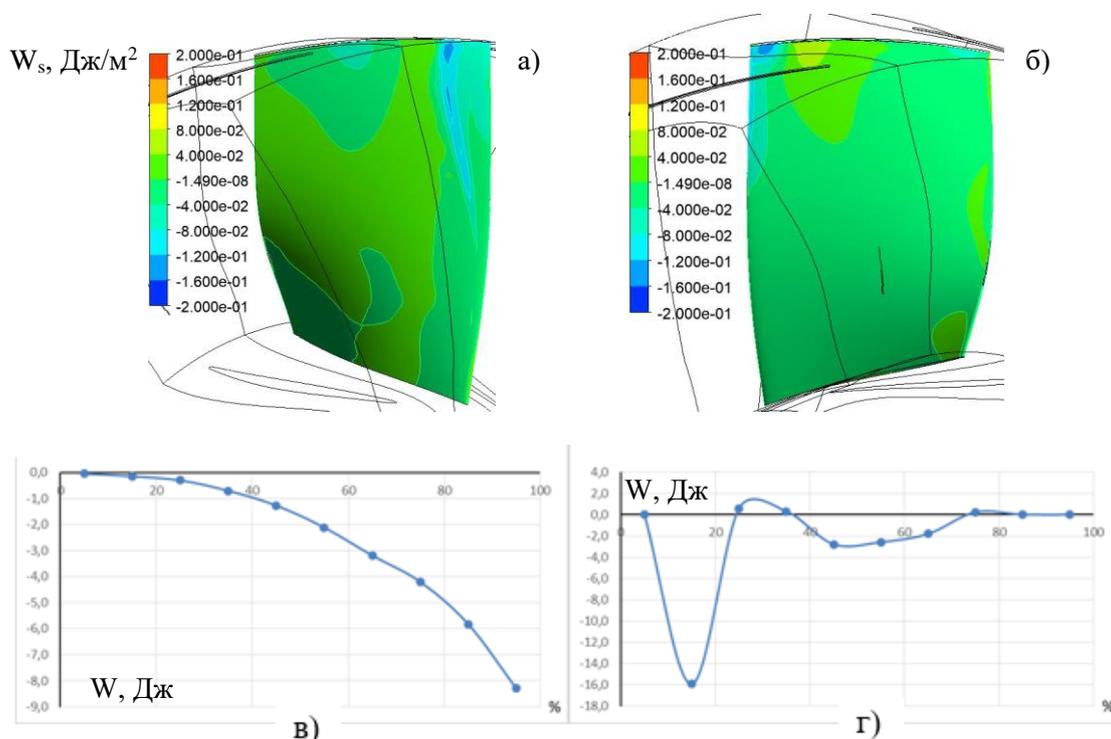


Рисунок 10 – Поверхностная плотность работы  $W$ , совершаемой распределённым по спинке (а) и корыту (б) давлением на одном периоде колебаний по 3-ей форме с 2 узловыми диаметрами в отстроенной лопатке РК 1-й ступени при  $n_{1np} = 70\%$ . Распределение суммарной работы по радиусу (в) и по хорде (г) лопатки

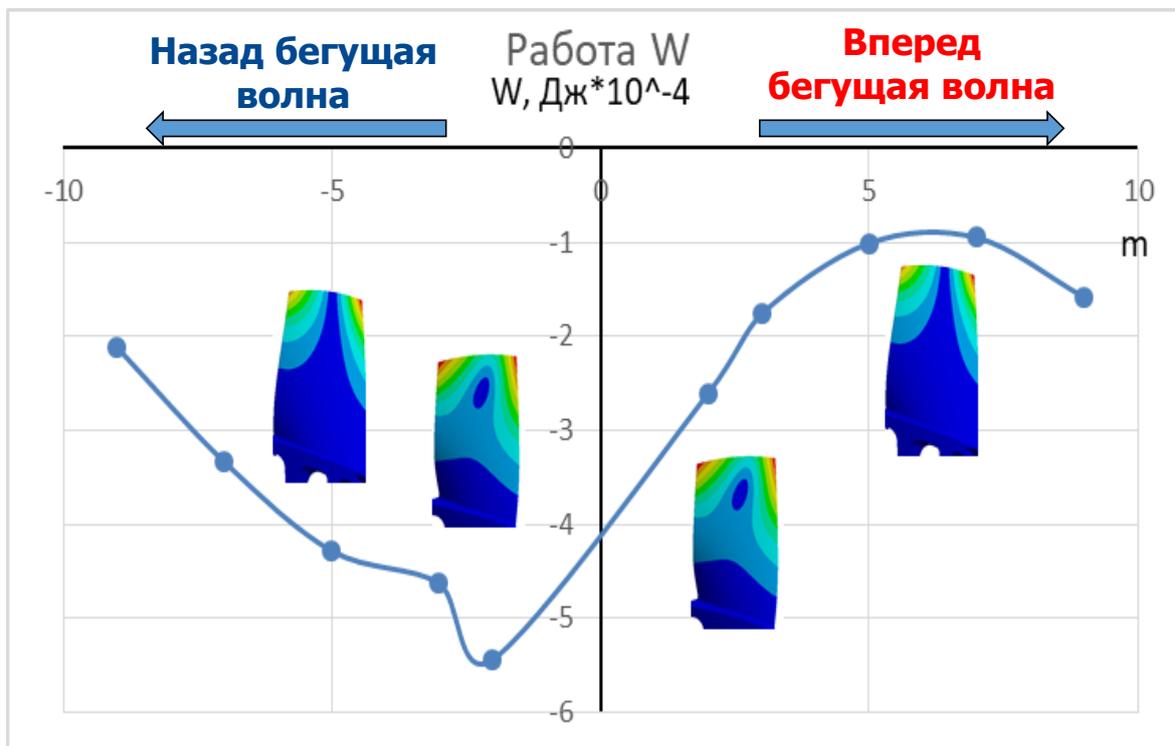


Рисунок 11 – Работа  $W$ , совершаемая распределённым по лопатке давлением на одном периоде колебаний по 3-й форме колебаний в зависимости от числа узловых диаметров  $m$  модифицированного РК 1-й ступени при  $n_{1np} = 70\%$

Экспериментальная проверка отсутствия автоколебаний отстроенного РК 1-й ступени КНД проводилась аналогично по условиям и схеме препарирования, описанном в разделе 2. При испытаниях на всех исследованных режимах работы КНД с различным поджатием ЛРР, кроме полностью поджатой ЛРР с заглушенными отверстиями отбора воздуха в наружном контуре двигателя, признаков автоколебаний РК 1-й ступени не выявлено. Характерная каскадная диаграмма спектрального состава сигнала с ДП над РК 1-й ступени для режима работы двигателя с интерцептором, имитирующим полётные условия при  $P^*_{ex} = 1,3 \text{ кг/см}^2$ ,  $T^*_{ex} = 100^\circ\text{C}$ , при  $K_{pPK1} = 7,55\%$  и  $n_{1np} = 70\%$ , приведена на рисунке 12. В спектрах присутствуют только частоты, кратные частоте вращения ротора, в том числе частоты следования рабочих лопаток, кратных их количеству.

Граница автоколебаний была определена по датчикам пульсаций только на режиме с полностью поджатой ЛРР («0 заглушек снято»),  $\delta K_{pPK1} = 9,2\%$  при  $n_{1np} = 70\%$  с интерцептором, имитирующим полётные условия при  $P^*_{ex} = 1,3 \text{ кг/см}^2$ ,  $T^*_{ex} = 100^\circ\text{C}$ . В момент развития автоколебаний для рабочих лопаток 1-й ступени по сигналам с корневых т/д построены спектрограммы, функция когерентности и график сдвига фаз (рисунок 13). По всем т/д видна составляющая  $f = 942 \text{ Гц}$  – частота автоколебаний РК 1-й ступени по 3-ей форме колебаний с 2-мя узловыми диаметрами ( $m = -34,5/18,9 \sim 2$ , где  $18,9^\circ$  – угол между лопатками, на которых установлены т/д). Равенство функции когерентности единице указывает на связность колебаний РК 1-й ступени, что характерно для автоколебаний [7]. Также на автоколебания РК 1-й ступени указывает отсутствие кратности частоте вращения ( $k = 5,2$ ) и сдвиг фаз, соответствующий назад бегущей волне деформаций по форме колебаний с 2-мя узловыми диаметрами.

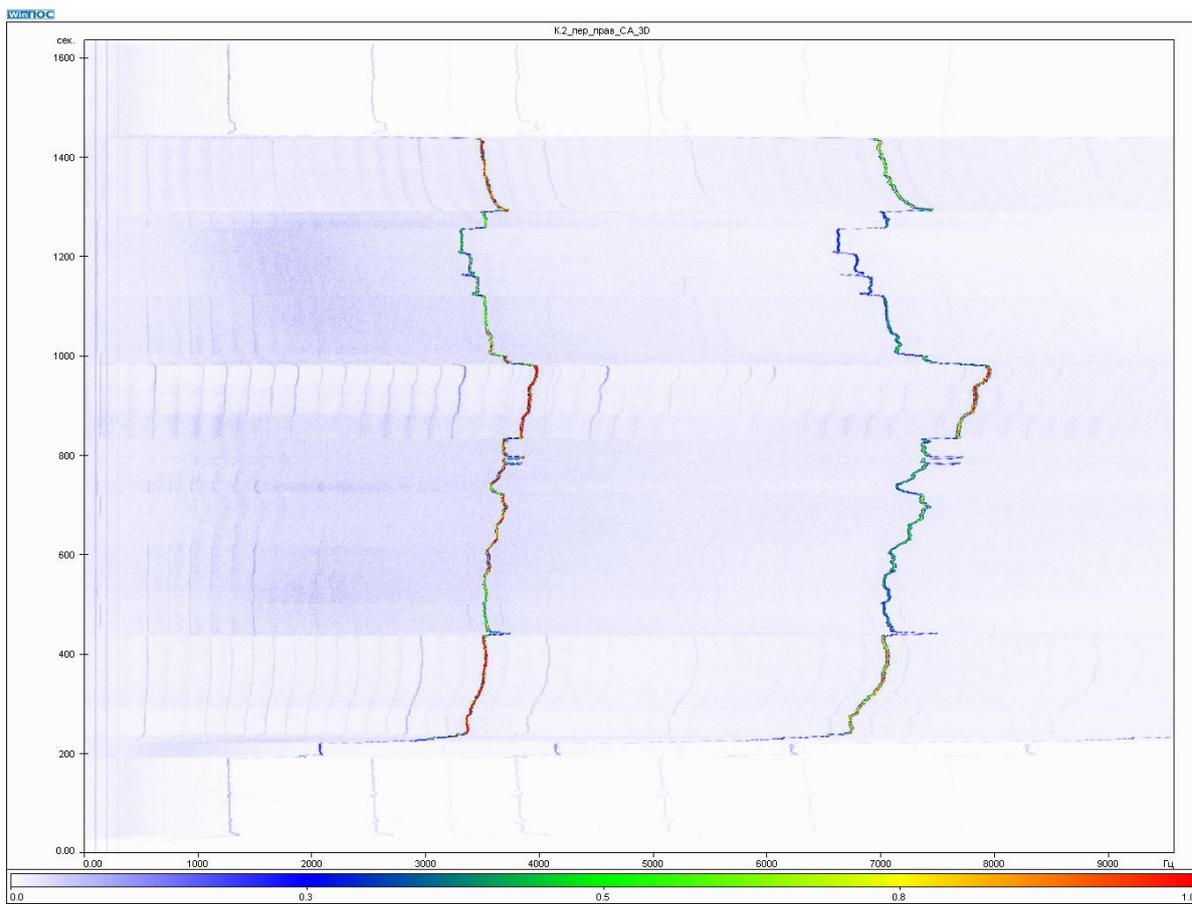


Рисунок 12 – Характерный вид спектра с датчика пульсации статического давления над РК 1 ст. (работа с интерцептором, имитирующим полётные условия при  $P_{ax}^* = 1,3 \text{ кг/см}^2$ ,  $T_{ax}^* = 100^\circ\text{C}$ , при  $\delta K p_{1cm} = 7,55\%$  на  $n_{1np} = 70\%$ ) – отсутствуют диагностические признаки автоколебаний [7]

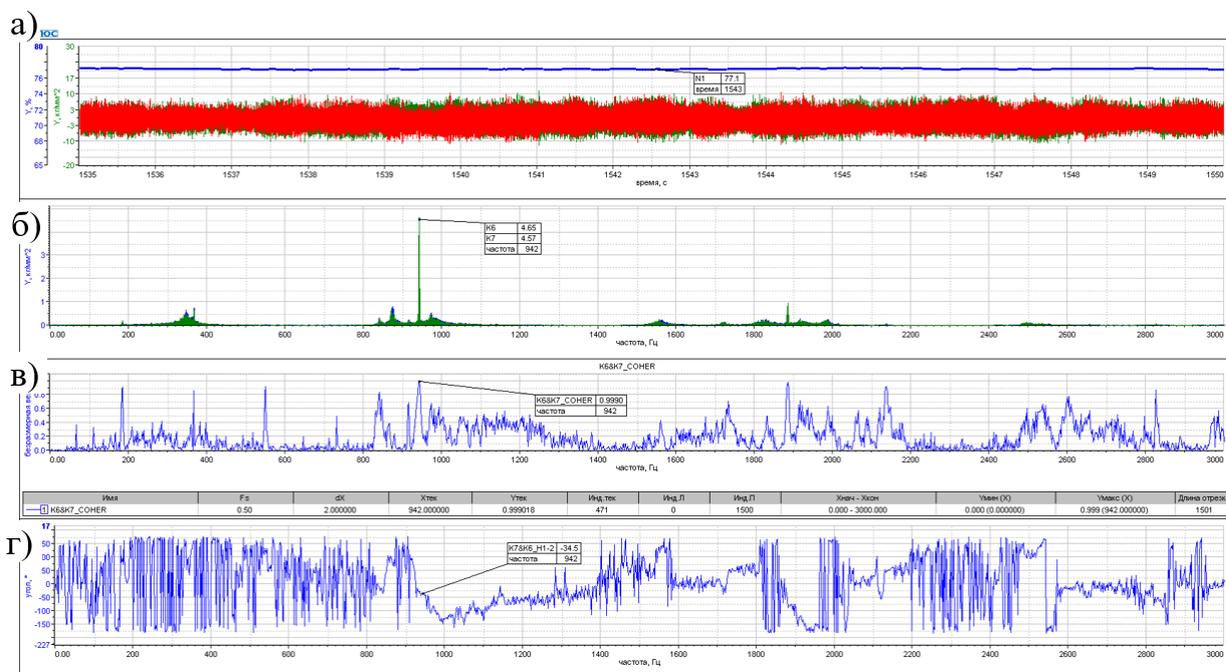


Рисунок 13 – Осциллограмма (а) и спектрограмма (б) с корневых т/д лопаток №7 и №8 РК 1-й ступени, функция когерентности (в) и график сдвига фаз (г) в момент автоколебаний (работа с интерцептором, имитирующим полётные условия при  $P_{ax}^* = 1,3 \text{ кг/см}^2$ ,  $T_{ax}^* = 100^\circ\text{C}$ , при  $\delta K p_{1cm} = 9,2\%$  на режиме  $n_{1np} = 70\%$ )

В спектре с датчика пульсации над рабочей лопаткой 1-й ступени (рисунок 14) прослеживается диагностическая составляющая  $f = 1309$  Гц, которая соответствует форме колебаний лопаток РК 1-й ступени  $f_l = 942$  Гц с числом узловых диаметров  $m = 2$  в невращающейся системе координат [7]:

$$f_d = f_l - n_{1\phi} \cdot m,$$

где  $n_{1\phi}$  – физическая частота вращения ротора КНД (183 Гц).

Составляющие  $f = 2170$  Гц и  $f = 4788$  Гц равноудалены от частоты следования лопаток РК 1-й ступени ( $f_{сл\_рл1} = 19 \cdot n_{1\phi}$ ) на величину  $\Delta f_d$ . Отрицательное значение  $m$  соответствует назад бегущей волне деформаций. Также наличие назад бегущей волны характеризует то, что составляющая слева от частоты следования лопаток больше правой. Ранее на РК 1-й ступени (до перепрофилирования) наблюдались автоколебания с вперёд бегущей волной деформации (раздел 2), что характерно для решетчатого флаттера при безотрывном обтекании лопаток [7].

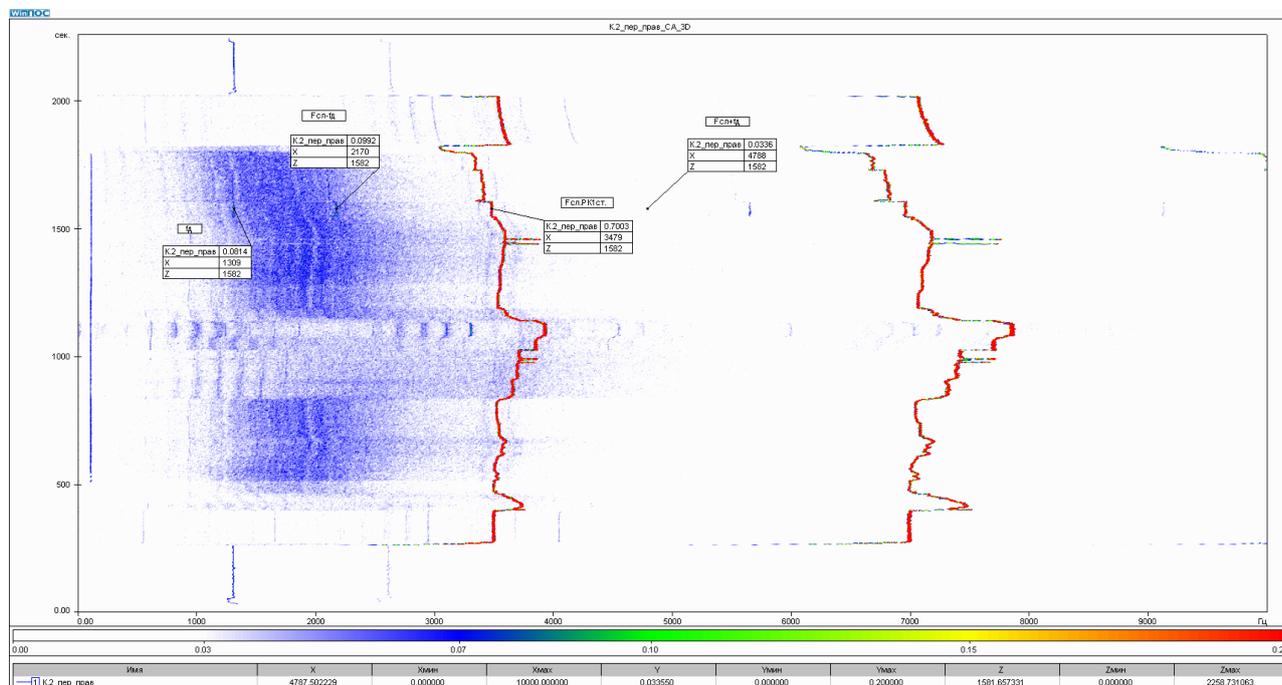


Рисунок 14 – Каскадная диаграмма спектрального состава сигнала с датчика пульсации статического давления над РК 1-й ступени для запуска двигателя с диагностированием режима автоколебаний (работа с интерцептором, имитирующим полётные условия при  $P_{ex}^* = 1,3$  кг/см<sup>2</sup>,  $T_{ex}^* = 100^\circ\text{C}$ , при  $\delta Kp_{1cm} = 9,2\%$  на режиме  $n_{1np} = 70\%$ )

В данной работе в результате значительного поджатия РК 1-й ступени компрессора ( $\delta Kp_{1cm} = 9,2\%$ ) работа велась вблизи срывной области. Вследствие чего и были получены автоколебания с волнами деформаций, бегущими против вращения колеса [9].

При возникновении автоколебаний на РЛ 1-й ступени замерены уровни вибронапряжений до  $\sigma = 9,8$  кгс/мм<sup>2</sup> по корневым т/д и  $\sigma = 13,4$  кгс/мм<sup>2</sup> по торцевым т/д.

Таким образом была определена с необходимым запасом граница автоколебаний модифицированного РК 1-й ступени компрессора, дающая возможность свободного выбора ЛРР для увязки работы компрессора в системе двигателя до величины поджатия  $\Delta(\pi^*k/Gnp) = 13,2\%$  ( $\delta Kp_{1cm} \leq 7,2\%$ ).

## Заключение

В данной статье впервые в практике отечественного двигателестроения продемонстрировано эффективное применение энергетического метода при расчётной отстройке РК 1-й ступени компрессора от автоколебаний с валидацией полученных данных результатами стендовых испытаний в составе двигателя. Определённая граница автоколебаний модифицированного РК 1-й ступени компрессора даёт возможность выбора линии рабочих режимов для увязки работы компрессора в системе двигателя в широком диапазоне параметров с обеспечением нормируемых запасов от автоколебаний.

Разработанное программное обеспечение [2–5], использованное в данной работе, может применяться для исследования и подавления автоколебаний рабочих лопаток на этапе проектирования и доводки газотурбинного двигателя. Его применение позволяет получить значительный экономический эффект от сокращения объёма испытаний и исключения риска разрушения двигателя.

## Список использованных источников

1. Локштанов, Е. А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин / Е. А. Локштанов., В. М. Михайлов, А. А. Хориков // *Аэроупругость турбомашин* : сб. науч. тр. / АН УССР, Ин-т проблем прочности ; редкол.: Г. С. Писаренко (отв. ред.) и др. – Киев : Наукова думка, 1980. – С. 73–81.
2. Веденеев, В. В. Трёхмерное моделирование флаттера лопаток компрессоров современных ГТД / В. В. Веденеев, М. Е. Колотников, П. В. Макаров, В. В. Фирсанов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева (национального исследовательского университета)*. – 2011. – Т. 10, №3-1. – С. 47–56.
3. Vedeneev, V. V. Experimental validation of numerical blade flutter prediction / V. V. Vedeneev, M. E. Kolotnikov, P. V. Makarov // *Journal of Propulsion and Power*. – 2015. – Vol. 31, no. 5. – P. 1281–1291.
4. Макаров, П. В. Прогнозирование и исследование условий возникновения флаттера рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей и установок на этапе их проектирования : диссертация ... кандидата технических наук / Макаров Павел Вячеславович – Москва, 2012. – 160 с.
5. Абдухакимов, Ф. А. Численное исследование влияния конструктивных параметров на прогнозирование флаттера лопаток / Ф. А. Абдухакимов, В. В. Веденеев, М. Е. Колотников, П. В. Макаров // *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. – 2019. – № 2. – С. 17-26.
6. Макаров, П. В. Комплексный анализ динамического поведения лопаток компрессора на этапе проектирования / П. В. Макаров, М. Е. Колотников, В. В. Веденеев, Ф. А. Абдухакимов // *Авиационные двигатели*. – 2023. – № 3. – С. 49–66.
7. Хориков, А. А. Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД / А. А. Хориков // *Труды ЦИАМ № 1311*. – Москва: ЦИАМ, 2002. – 352 с.
8. Колотников, М. Е. Исследование динамической напряжённости широкохордного вентилятора при стендовых испытаниях / М. Е. Колотников, П. В. Макаров, В. М. Сачин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – Т. 56, № 9. – С. 58–64.
9. Хориков, А. А. Исследование флаттера рабочих лопаток вентилятора на режиме срывного обтекания / А. А. Хориков, С. Ю. Данилкин // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева (национального исследовательского университета)*. – 2011. – Т. 10, №3-2. – С. 57–63.

## Calculated detuning from flutter and experimental validation of the energy method of its prediction in the blades of the GTE compressor

<b>P. V. Makarov</b>	Candidate of Science (Engineering), Head of the Department; Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation; email: pvmakarov@ciam.ru
<b>S. A. Chepiga</b>	Head of the Design Bureau; Salyut Machine-Building Association, Moscow, Russian Federation; email: s.chepiga@uecrus.com
<b>O. Y. Voronin</b>	Head of the Design Department; Salyut Machine-Building Association, Moscow, Russian Federation; email: o.voronin@uecrus.com
<b>M. E. Kolotnikov</b>	Doctor of Science (Engineering), Professor, Leading Researcher; Lomonosov Moscow State University, Institute of Mechanics, Moscow, Russian Federation; email: mekolotnikov@mail.ru
<b>V. V. Vedeneev</b>	Doctor of Science (Phys.–Math.), Professor, Deputy Director of Research; Lomonosov Moscow State University, Institute of Mechanics, Moscow, Russian Federation; email: vasily@vedeneev.ru
<b>F. A. Abdukhakimov</b>	Candidate of Science (Phys.–Math.), Researcher; Lomonosov Moscow State University, Institute of Mechanics, Moscow, Russian Federation; email: afa_mech@mail.ru

*The work is devoted to demonstrating the effectiveness of the energy method for predicting self-oscillations (flutter) using the example of a monowheel of the 1st stage of a low-pressure compressor of a gas turbine engine. Flutter was detected during engine tests by the monowheel strain gauge method and using contactless diagnostic tools. Using an engineering calculation technique based on the energy method, the monowheel was detuned from flutter by re-profiling the blades. The calculated distribution of the work of non-stationary aerodynamic forces on the elastic movements of the blade during the oscillation cycle according to its own shape allows the designer to focus on the contribution of certain areas of the blade during detuning from the flutter and minimize the loss of aerodynamic parameters. In this work, for the first time in the domestic engine industry, an experimental verification of the absence of a flutter of a computationally tuned compressor impeller was successfully carried out using the energy method when testing it as part of an engine. The developed technique makes it possible to obtain a significant economic effect from reducing the volume of tests and eliminating the risk of engine failure.*

**Keywords:** self-oscillation (flutter); energy method; compressor; validation; blade re-profiling; detuning from self-oscillation; monowheel (blisk)

**Citation:** Makarov, P. V., Chepiga, S. A., Voronin, O. Y., Kolotnikov, M. E., Vedeneev, V. V. and Abdukhakimov, F. A. (2025), "Calculated detuning from flutter and experimental validation of the energy method of its prediction in the blades of the GTE compressor", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 56-72. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-56-72. (In Russian; abstract in English).

## References

1. Lokshantov, E. A., Mikhailov, V. M. and Khorikov, A. A. (1980), “Statisticheskoe prognozirovanie flattera lopatok turbomashin” [Statistical prediction of flutter of turbomachine blades], *Aerouprugost' turbomashin* [Aeroelasticity of turbomachines]: collection of scientific papers, AN USSR [Academy of Sciences of the Ukrainian SSR], Institut problem prochnosti [Institute for Problems of Strength], Editorial board: G. S. Pisarenko (executive editor) et al., Naukova dumka, Kiev, pp. 73–81. (In Russian)
2. Vedeneev, V. V., Kolotnikov, M. E., Makarov, P. V. and Firsanov, V. V. (2011), “3D modeling of blade flutter in modern gas turbine engines”, *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 10, no. 3-1, pp. 47–56. (In Russian)
3. Vedeneev, V. V., Kolotnikov, M. E. and Makarov, P. V. (2015), “Experimental validation of numerical blade flutter prediction”, *Journal of Propulsion and Power*, vol. 31, no. 5, pp. 1281–1291.
4. Makarov, P. V. (2012), *Prognozirovanie i issledovanie usloviy vozniknoveniya flattera rabochikh koles kompressorov gazoturbinnnykh dvigateley i ustanovok na etape ikh proektirovaniya* [Prediction and investigation of the conditions for the occurrence of the impeller flutter of compressors of gas turbine engines and installations at the design stage], PhD thesis, Moscow, 160 p. (In Russian)
5. Abdukhakimov, F. A., Vedeneev, V. V., Kolotnikov, M. E. and Makarov, P. V. (2019), “Numerical investigation of the effect of design parameters on the blade flutter prediction”, *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, vol. 48, no 2, pp. 111–118.
6. Makarov, P. V., Kolotnikov, M. E., Vedeneev, V. V. and Abdukhakimov, F. A. (2023), “Comprehensive analysis of compressor blades' dynamic behavior at the design stage”, *AVIATION ENGINES Journal*, no. 3, pp. 49-66. DOI: 10.54349/26586061\_2023\_3\_49. (In Russian)
7. Khorikov, A. A. (2002), *Prognozirovanie i diagnostika flattera lopatok osevykh kompressorov aviatsionnykh GTD* [Predictions and diagnostics of blade flutter in axial compressors of aviation gas turbine engines], CIAM, Moscow, 352 p. (Proceedings of CIAM; no. 1311). (In Russian)
8. Kolotnikov, M. E., Makarov, P. V. and Sachin, V. M. (2008), “Investigation of the dynamic tension of a wide-chord fan during stand tests”, *Aviacionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace engineering and technology], vol. 56, no. 9, pp. 58–64. (In Russian)
9. Khorikov, A. A. and Danilkin, S. Y. (2011), “Research of the fan blades flutter on the stalling airflow mode”, *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta)* [VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering], vol. 10, no. 3-2, pp. 57–63. (In Russian)



## Выбор геометрической формы проточной части дистанционно-управляемого клапана в целях минимизации его акустической излучаемой мощности турбулентного шума и гидравлического сопротивления

<b>С. А. Пономарев</b>	лаборант-исследователь; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: ponomarev.sa@ssau.ru
<b>А. Н. Крючков</b>	доктор технических наук, профессор, профессор кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: kryuchkov.an@ssau.ru
<b>Л. В. Родионов</b>	кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: rodionov.lv@ssau.ru
<b>Д. М. Стадник</b>	кандидат технических наук, доцент кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: stadnik.dm@ssau.ru
<b>М. А. Ермилов</b>	кандидат технических наук, доцент кафедры АСЭУ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара; email: ermilov.ma@ssau.ru
<b>С. А. Пономарева</b>	лаборант-исследователь; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, Самара; vinogradova.sa@ssau.ru

*В статье с помощью численного моделирования изучается излучение акустической мощности изотропного турбулентного потока перегретого пара в проточной части запорного углового клапана. Исследование проводится в целях выбора геометрических размеров проточной части углового клапана, при которых для заданной скорости среды в подводящем патрубке будет обеспечиваться условие минимизации мощности акустического излучения в присоединённые трубопроводные магистрали. На определённые параметры проточной части клапана наложены конструктивные ограничения, определяемые как существующей базой комплектующих (сильфоны с ограничением по максимальным допустимым давлению и сжатию), так и требованием по минимальным габаритам клапана (и в частности привода, размеры которого определяются диаметром седла). В рамках исследования за счёт детального численного гидродинамического и акустического моделирования рассмотрена и оценена эффективность различных мероприятий по изменению базовой конструкции клапана, направленных на снижение акустической мощности потока в клапане, как отдельно друг от друга, так и в совокупности. Авторами установлено, что наиболее эффективными из них оказались: изменение высоты подъёма золотника, изменение радиальных размеров кольцевой полости клапана между золотником и втулкой, причём расчётная эффективность мероприятий достигает 11 дБ. Полученные результаты рекомендуются к использованию при доводке запорных клапанов пневмогидравлических систем для снижения генерируемого ими шума.*

**Ключевые слова:** трубопроводная арматура; клапан запорный; гидродинамические и акустические характеристики; проводимая среда; акустическая мощность; турбулентные пульсации потока; проточная часть запорных клапанов

**Цитирование:** Пономарев, С. А. Выбор геометрической формы проточной части дистанционно-управляемого клапана в целях минимизации его акустической излучаемой мощности турбулентного шума и гидравлического сопротивления / С. А. Пономарев, А. Н. Крючков, Л. В. Родионов, Д. М. Стадник, М. А. Ермилов, С. А. Пономарева // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 73-86. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-73-86

## Введение

При работе трубопроводных систем с увеличением скорости потока среды в трубопроводах возникают интенсивные пульсации давления рабочей среды, распространяющиеся по системе в виде упругих акустических волн или гидродинамического шума (ГДШ), и возбуждающие механические вибрации трубопроводов и установленной в системах арматуры, а также присоединённых механических конструкций.

Существенный вклад в шум трубопроводных систем вносят насосные и компрессорные агрегаты, а также арматура. Виброакустическая характеристика (ВАХ) и ГДШ трубопроводной арматуры формируются при взаимодействии потока рабочей среды с обтекаемыми внутренними поверхностями арматуры (в частности, поверхностями золотников и поверхностями проточной части в золотниковой зоне). Наиболее простым способом снижения уровней ВАХ и ГДШ трубопроводных систем является лимитирование скоростей потоков среды в трубопроводах, что для ряда случаев не может быть реализовано ввиду ограничений на пространство, занимаемое трубопроводной системой. Такие требования особенно актуальны для трубопроводных систем мобильных энергетических установок. Увеличение мощности такой установки в заданных габаритах может достигаться только за счёт значительного увеличения скоростей потоков среды в трубопроводах, что в совокупности с требованиями минимизации ВАХ всей установки в целом ведёт к необходимости выполнения работ по оптимизации геометрии проточной части используемой арматуры.

Настоящая работа посвящена вопросам оптимизации проточной части углового запорного клапана с целью улучшения виброакустических характеристик. Для снижения вибрации запорного клапана при его работе в стационарном режиме при полностью открытом затворе необходимо снизить акустическую мощность, генерируемую потоком рабочей среды при обтекании золотника и проточной части клапана, при наличии следующих ограничений, накладываемых на клапан, исходя из требований, предъявляемых к системе, в которой он установлен:

1. Увеличение массы корпуса клапана за счёт увеличения толщины стенок, а также введения дополнительных рёбер жёсткости не допускается.

2. Увеличение диаметра проходного сечения клапана в зоне золотника (диаметра седла) не допускается ввиду необходимости увеличения требуемой мощности привода, необходимой для управления клапаном и прижатия золотника к седлу с усилием, обеспечивающим заданную герметичность.

3. Возможность увеличения хода золотника (значения линейного перемещения из одного крайнего положения в другое) ограничена допустимым сжатием сильфона, используемого в конструкции клапана.

4. Вносимые в конструкцию проточной части изменения не должны приводить к значительному увеличению коэффициента сопротивления клапана, что приведёт к снижению эффективности использования данного клапана.

5. Направление подачи проводимой среды в клапане – одностороннее, на золотник.

«Базовая» геометрия проточной части рассматриваемого клапана, которая послужила основой для последующей оптимизации, приведена на рисунке 1.

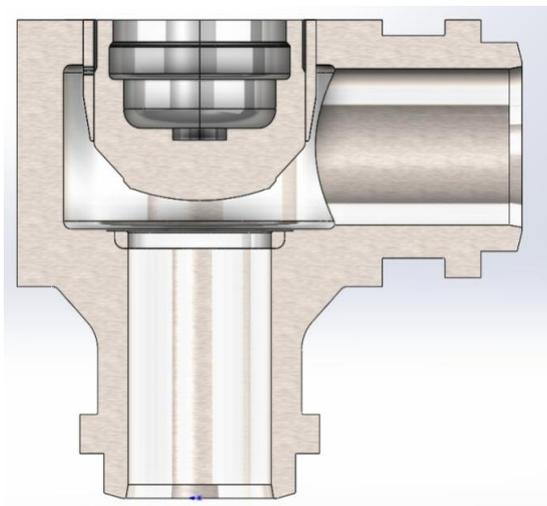


Рисунок 1 – «Базовая» геометрия проточной части клапана

При заданном расходе среды через клапан течение через него происходит при достаточно больших значениях числа Рейнольдса, что свидетельствует о развитом турбулентном режиме и квадратичном законе потерь давления. При этом, исходя из заданного перемещения золотника, в открытом положении клапана отсутствует перекрытие («заужение») площади живого сечения потока, что свидетельствует об относительно невысоких значениях числа Маха потока в кольцевой щели клапана под затвором.

Таким образом, рассматриваемый клапан в открытом положении затвора в простейшем случае представляет собой последовательное соединение элементов, каждый из которых можно рассматривать как местные сопротивления:

- расширение на входе в кольцевую камеру;
- поворот потока на 90 градусов;
- сужение потока с проходом через сечение под золотником.

### **Рассмотрение типовых мероприятий на основе известных решений**

Опираясь на положительные результаты, полученные при оптимизации проточной части отдельных конструкций клапанов, в ходе проведения исследования были рассмотрены следующие варианты направлений оптимизации проточной части клапана:

1. Установка перфорированного делителя потока во входном патрубке в целях реализации метода ступенчатого дросселирования и деления потока, а также дробления вихрей.
2. Формирование «носика» на торцевой части золотника.
3. Формирование диффузора в околзолотниковой зоне в направлении подачи среды в полость над золотником со стороны входного патрубка.

Первый из рассматриваемых вариантов оптимизации проточной части направлен на создание некоторого подпора проводимой среды в выходном канале с целью реализации метода ступенчатого дросселирования, а также для дробления вихрей

Два других рассматриваемых мероприятия направлены на снижение скорости проводимой среды в проточной части клапана и сокращение интенсивности образования крупных вихревых структур.

Разработанные на предварительном этапе мероприятия представлены на рисунке 2.

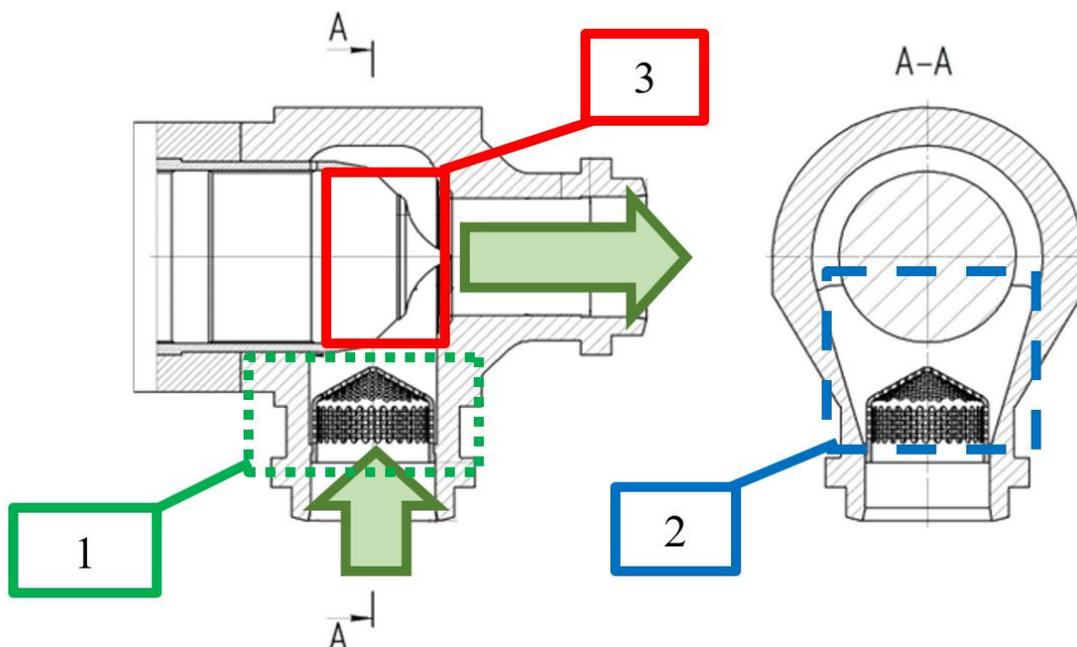


Рисунок 2 – Схема мероприятий по доработке геометрии проточной части клапанов

- 1 – перфорированный делитель потока на входе клапана;
- 2 – формирования диффузора на входе в клапан при подаче на золотник;
- 3 – формирование торцевой части (носика) золотника

Для численной оценки эффективности предложенных мероприятий авторами была создана расчётная модель проточной части клапана.

Оценка акустической эффективности предлагаемых мероприятий по коррекции проточных частей клапанов выполнялась на основе сравнительного анализа акустической мощности как критерия оптимизации конструкции с точки зрения виброшумовых характеристик.

При анализе результатов были использованы следующие критерии:

1. Максимальная скорость в узком кольцевом сечении клапана (м/с), согласно которой оценивается шум клапана по международному стандарту IEC 60534-8-3. Noise considerations [2].

2. Максимальная акустическая мощность в узком кольцевом сечении (дБ).

3. Интегральная акустическая мощность клапана, которая рассчитывается путём суммирования произведения объёмного значения акустической мощности в ячейке и её объема:

$$\int \alpha_p dV = \sum_{i=1}^n \alpha_{p_i} |V_i|, \quad (1)$$

где  $\alpha_{p_i}$  – объёмное значение акустической мощности в  $i$ -той ячейке, Вт;  $V_i$  – объём  $i$ -той ячейке, м<sup>3</sup>.

Алгоритм определения акустической мощности основан на численном стационарном моделировании течения в проточной части клапана и расчёте акустической мощности для каждой точки потока исходя из допущения реализации в ней изотропной турбулентности. Акустическая мощность в точке при этом определяется по формуле Праудмена [7]. Выбор

такого критерия обусловлен гораздо меньшими вычислительными ресурсами и временем, используемыми для стационарного расчёта, и ограничен случаем изотропной турбулентности, что ограничивает низкочастотную область частотного диапазона, содержащего крупные вихри. Однако, по мнению авторов, это допустимо по причине выполнения именно сравнительного анализа разных конструкций.

На основе полученных результатов расчёта рассматриваемых конструкций, выполненных для рабочих тел «вода» и «пар», авторами было установлено, что при разных рабочих телах отклонение результатов, полученных для «базовой» конструкции клапана, составило не более 2%, а для «модифицированных» конструкций – до 12%. Полученные значения коэффициента сопротивления для рассматриваемых конструкций по пару и по воде имеют приблизительно равные значения, что позволяет сделать вывод об адекватности созданной модели.

Картини распределения скорости потока и акустической мощности «базовой» конструкции проточной части представлены на рисунке 3.

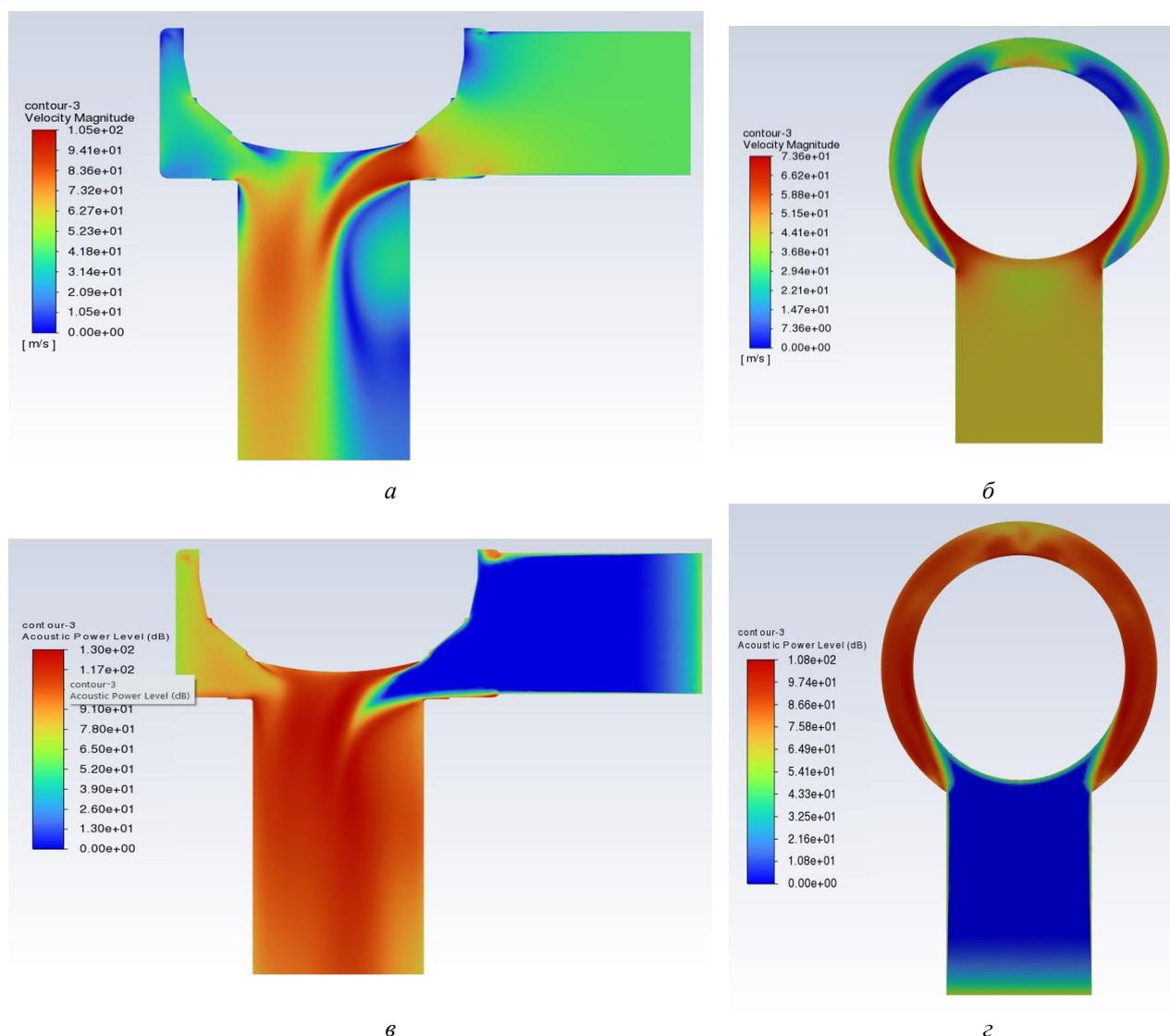


Рисунок 3 – Картини распределения скорости потока (а, б) и акустической мощности (в, г) в осевых вертикальной и горизонтальной плоскостях патрубков для «базовой» конструкции клапана

Из полученных результатов видно, что шумообразование в проточной части клапана обуславливается тем, что поток разделяется на две части:

1. Первая с отрывом сразу поворачивается «вниз» под золотник;
2. Вторая часть разделяется на два потока, которые обтекают золотник по кольцевому зазору между корпусом клапана и золотником, встречаются, сталкиваются друг с другом и направляются «вниз» под золотник.

В сечении под торцевой частью золотника оба потока с отрывом выходят из клапана.

### Результаты численного моделирования предлагаемых типовых мероприятий. Установка перфорированного делителя потока во входном патрубке

При разработке конструкций перфорированных делителей потока (экранов), устанавливаемых после дросселирующих участков клапанов, предполагается, что перепад на них будет значительно ниже, чем на самих дроссельных участках. Это обеспечивается наличием значительного количества отверстий, сумма площадей которых больше, чем площадь входного трубопровода. В обеспечение требования по сумме площадей отверстий был рассмотрен перфорированный делитель потока, выполненный в форме конуса, установленный во входной патрубке.

Расчёт течения рабочей жидкости через конструкцию с большой группой мелких каналов на порядок сложнее, чем один канал, ввиду повышенных требований к разбивке расчётной сетки (элементы должны быть меньше, их количество больше, вычислительные мощности выше). В связи с этим для упрощения моделирования был разработан упрощённый макет участка трубопровода с делителем потока и без него и проведён расчёт с необходимыми граничными условиями газодинамического расчёта.

Оценка эффективности работы перфорированного делителя потока осуществлялась путём сравнения результатов моделирования участка трубопровода без установленного делителя и с установленным делителем. Результаты моделирования, выполненные для обоих вариантов, представлены на рисунках 4 и 5.

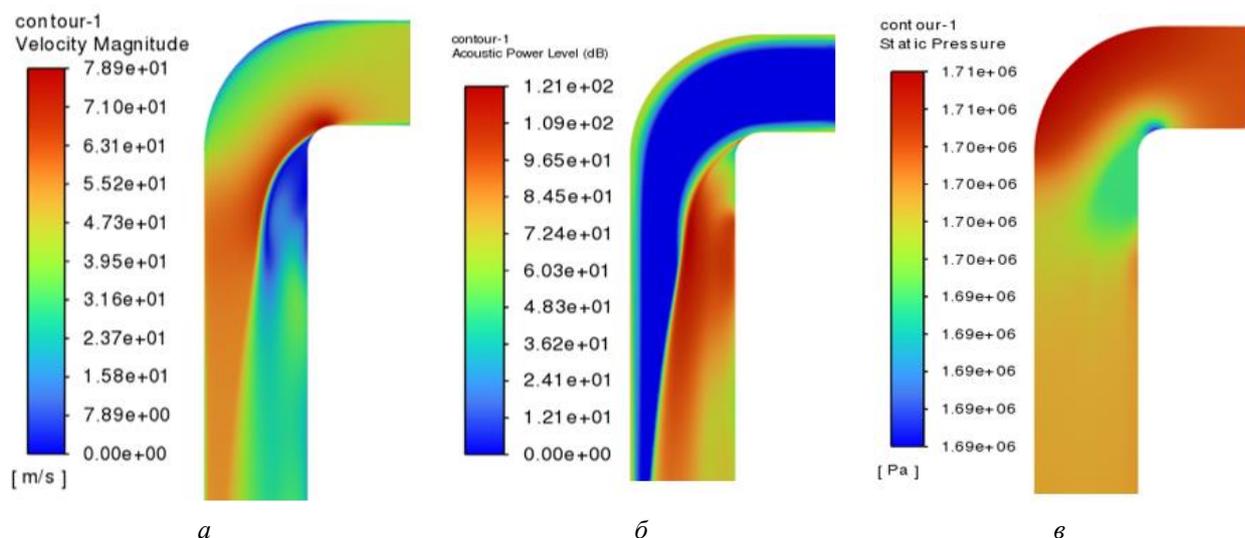


Рисунок 4 – Картины распределения скорости потока (а), акустической мощности (б) и давления (в) в осевом сечении трубопровода без делителя потока

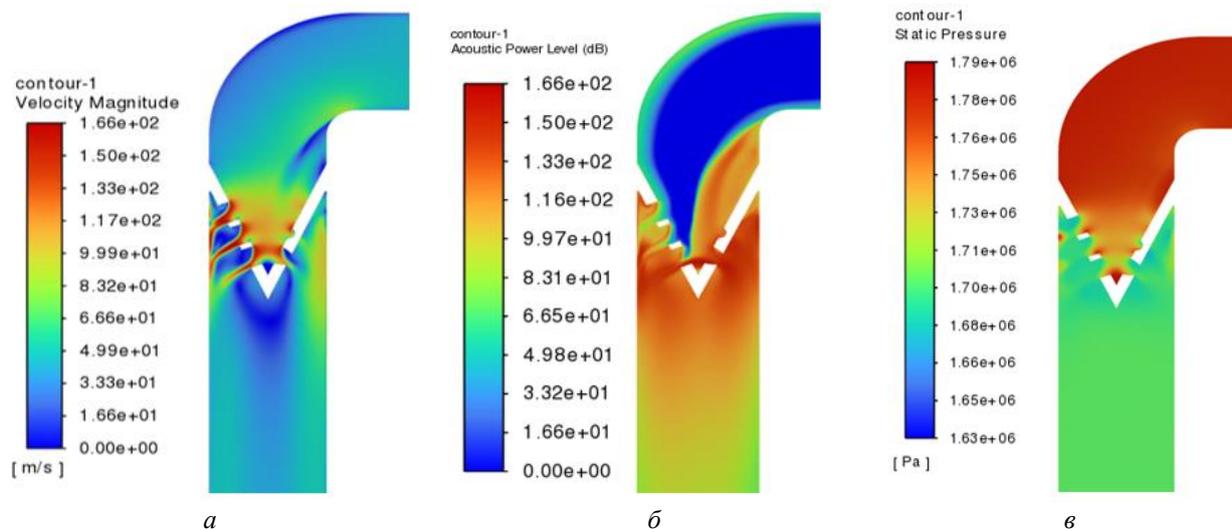


Рисунок 5 – Картины распределения скорости потока (а), акустической мощности (б) и давления (в) в осевом сечении трубопровода с делителем потока

На основе полученных результатов численного моделирования применение перфорированных делителей потока, обладающих высоким гидравлическим сопротивлением и являющихся дополнительными источниками шума, принято нецелесообразным при установленных требованиях по скоростям среды и ограничениях по гидравлическому сопротивлению.

Анализируя течение в клапане, можно сделать вывод о том, что мероприятия должны быть направлены на облагораживание проточного канала клапана и рассмотрение его как местного гидравлического сопротивления.

### Формирование «носика» на торцевой части золотника

Моделирование показало, что обтекание торцевой части золотника явилось дополнительным источником шума. Конический обтекатель («носик») стал дополнительным препятствием потоку, двигающемуся сбоку на него. Таким образом, при одних и тех же граничных условиях появление «носика» привело к росту области с максимальной скоростью.

Анализ течения проводимой среды в проточной части клапана показал влияние геометрической формы торца золотника на его гидродинамические и акустические характеристики. В связи с этим было проведено дополнительное исследование характеристик конструкции золотника с плоским торцом.

Из полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. При плоской поверхности торца золотника, несмотря на значительное увеличение относительно «базовой» конструкции (золотник со сферическим торцом) проходного сечения под золотником, максимальная скорость увеличилась, при этом перепад давления также увеличился.

2. Использование «необлагороженной» конструкции золотника (с острыми кромками и плоским торцом) по сравнению с «базовой» конструкцией привело к росту акустической мощности на 0,2 дБ.

Таким образом, использование плоского торца золотника, как и золотника с «носиком», для заданных режимов работы (больших скоростей среды) представляется нецелесообразным, поскольку наблюдается рост локальных скоростей течения.

### Формирование диффузора в околзолотниковой зоне

Эффективность данного мероприятия по снижению акустической мощности относительно «базовой» конструкции по результатам численного моделирования составила всего 0,6 дБ, что очевидно является недостаточным. Также расчётными исследованиями установлена большая окружная неравномерность скоростей в кольцевом зазоре между золотником и втулкой (см. рисунок 8).

#### Результаты численного моделирования предлагаемых дополнительных мероприятий

На основании полученных результатов, ввиду незначительного снижения акустической мощности по отношению к «базовой» конструкции, было принято решение дополнительно рассмотреть ряд мероприятий, заключающихся в поиске оптимальных значений ряда геометрических параметров проточной части, при которых будет наблюдаться наибольшее снижение акустической мощности.

#### Изменение высоты подъёма (хода) золотника

Для снижения окружной неравномерности скорости было предложено рассмотреть вопрос об уменьшении хода золотника в целях **заужения проходного сечения под золотником**. Для поиска наиболее оптимального значения хода золотника (уменьшения хода по отношению к «базовой» конструкции) промоделировано несколько вариантов с уменьшением хода золотника (высоты его подъёма) от 1,5 до 6 мм. Наибольшую эффективность показала конструкция клапана с уменьшением хода золотника на 2 мм, при которой снижение акустической мощности составило 3 дБ.

Сводные графики зависимости акустической мощности и максимальной скорости потока от изменения хода золотника клапана представлены на рисунке 6. Зависимости влияния изменения хода золотника на перепад давления на клапане и максимальную скорость потока в нём представлены на рисунке 7.

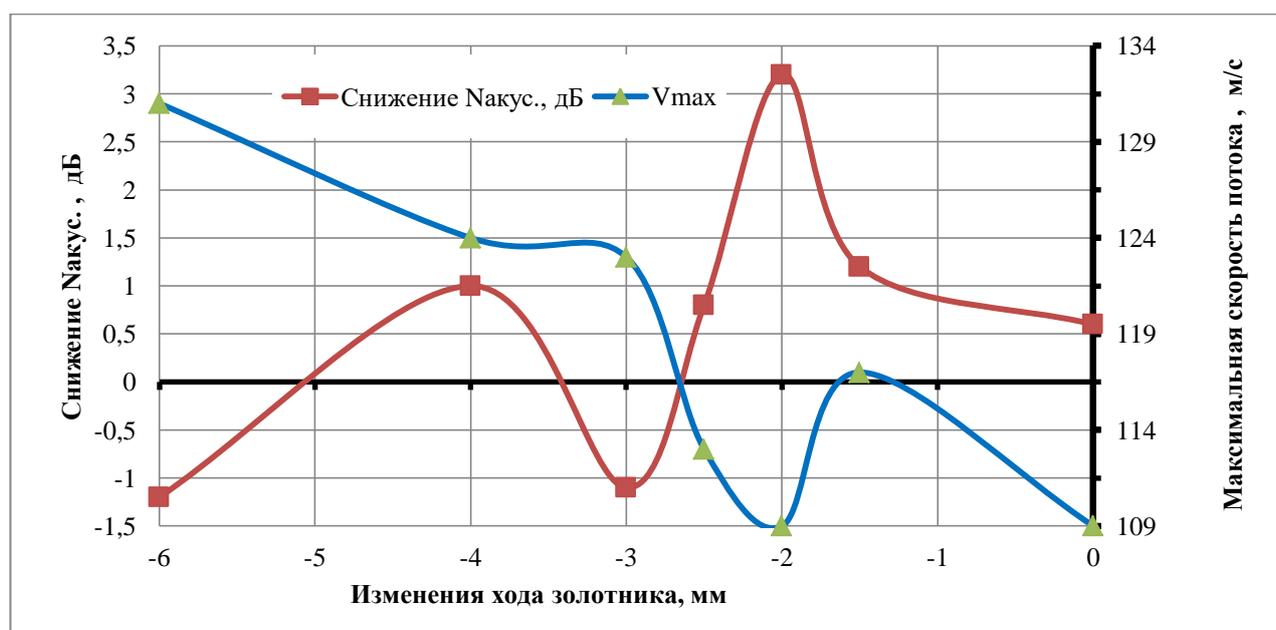


Рисунок 6 – Влияние изменения хода золотника на снижение акустической мощности клапана и максимальную скорость потока в нём

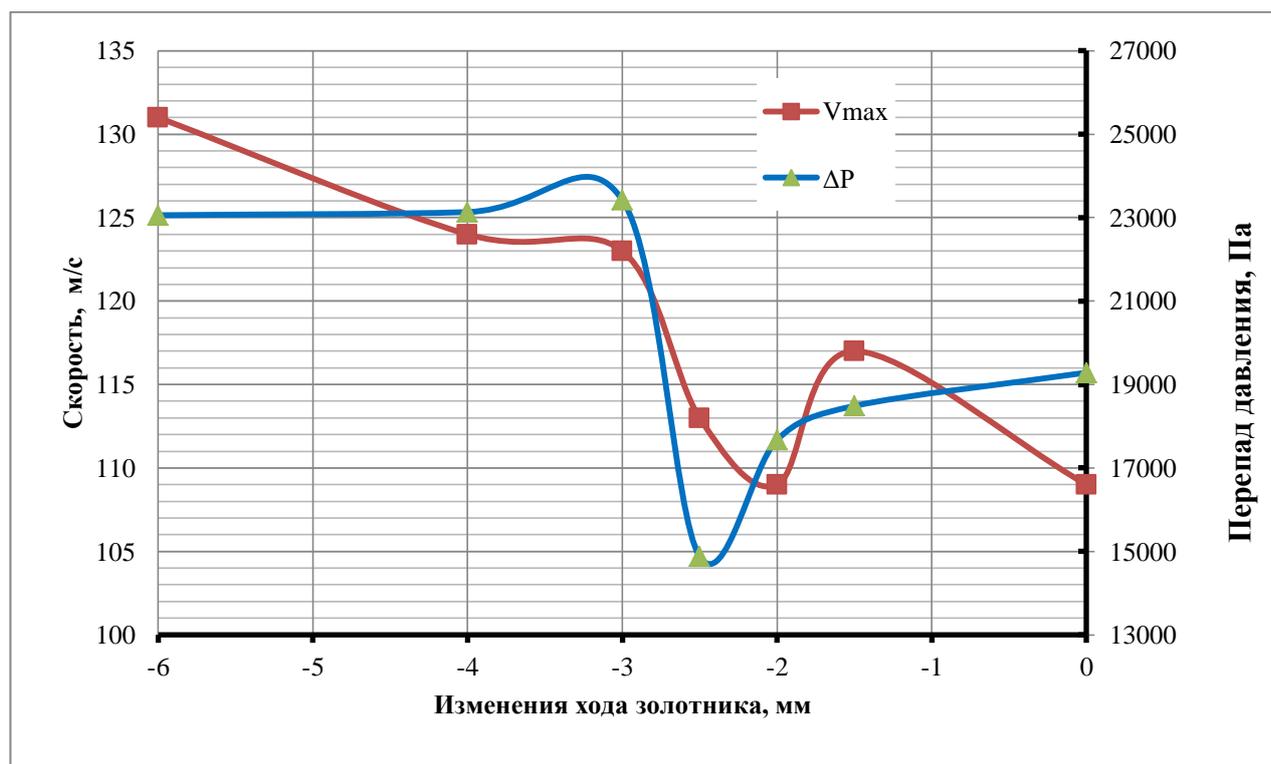


Рисунок 7 – Влияние изменения хода золотника на перепад давления на клапане и максимальную скорость потока в нём

Анализ результатов моделирования клапана показал, что с уменьшением хода золотника на 2...2,5 мм наблюдается снижение сопротивления клапана и перепада давления на нём. Это позволяет уменьшить акустическую мощность турбулентного шума на 3 дБ при уменьшении хода золотника на 2 мм. При дальнейшем (свыше 2,5 мм) уменьшении хода золотника происходит рост гидравлического сопротивления и акустической мощности клапана.

Таким образом, незначительное прикрытие золотниковой щели клапана приводит к уменьшению окружной неравномерности скорости в щели и, соответственно, к снижению гидравлического сопротивления и акустической мощности турбулентного потока.

#### Уменьшение околзолотниковой полости клапана

Следующим исследуемым мероприятием стало уменьшение радиальных размеров (см. рисунок 8) кольцевой полости клапана между золотником и стенками корпуса клапана.

Гидродинамическая картина течения в проточной части клапана показала значительное звукообразование вследствие взаимодействия «прямого» потока из входного патрубка и потока с противоположной (относительно входного патрубка) стороны кольцевого зазора. Такое взаимодействие потоков приводит к образованию турбулентной зоны их смешения, являющейся источником интенсивного акустического излучения. Для снижения шума данного источника предложена модернизация проточной части с плавным уменьшением кольцевого зазора при обтекании потоком цилиндрической части золотника. Это позволит снизить окружную неравномерность скорости и зону интенсивного перемешивания потоков под золотником.

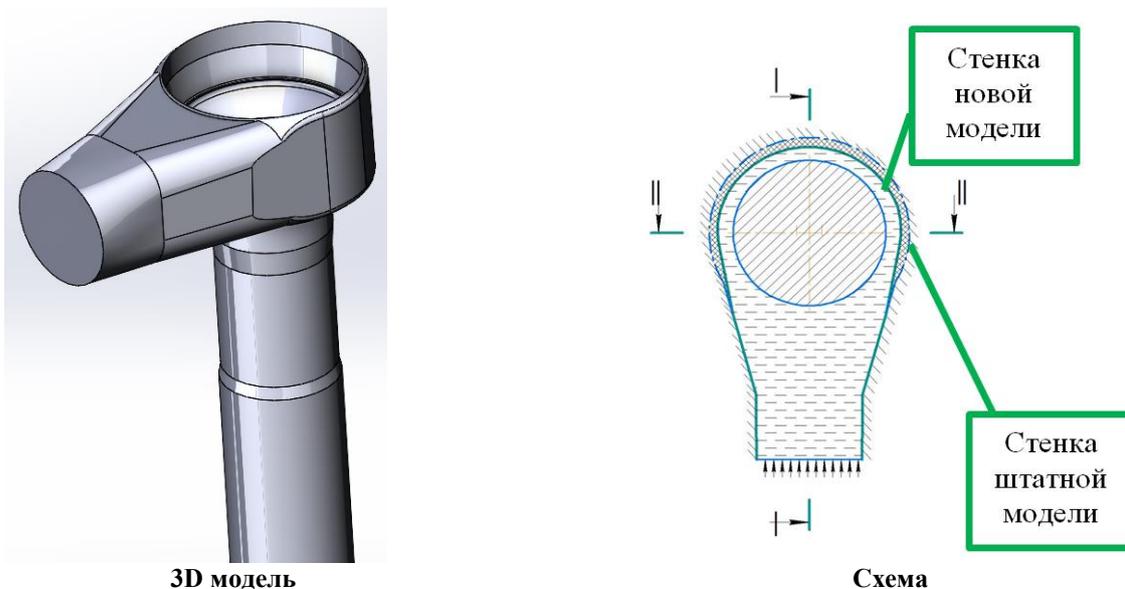


Рисунок 8 – Схема заужения проточной части и направления потока

Согласно проведённым расчётам, эффективность данного мероприятия, в сравнении с «базовой» конструкцией, составляет 6 дБ.

### Изменение радиальных размеров кольцевого зазора между золотником и стенкой корпуса клапана

В целях снижения гидравлического сопротивления при обтекании потоком гильзы золотника предложено увеличить радиальный размер кольцевого канала («бочки»). Наибольшую эффективность показала конструкция с увеличением радиуса кольцевого канала на 6 мм – 11,1 дБ.

На рисунке 9 показаны зависимости акустической эффективности и перепада давления на клапане от увеличения радиуса «бочки» клапана. Из данного графика можно сделать вывод, что при увеличении радиуса «бочки» на 2 мм наблюдается значительное (на 10 дБ) снижение акустической мощности при существенном уменьшении перепада давления. Дальнейшее увеличение радиуса не вызывает подобного эффекта, что связано, по-видимому, с сочетанием гидросопротивления кольцевого канала и поворота потока в выходной патрубке.

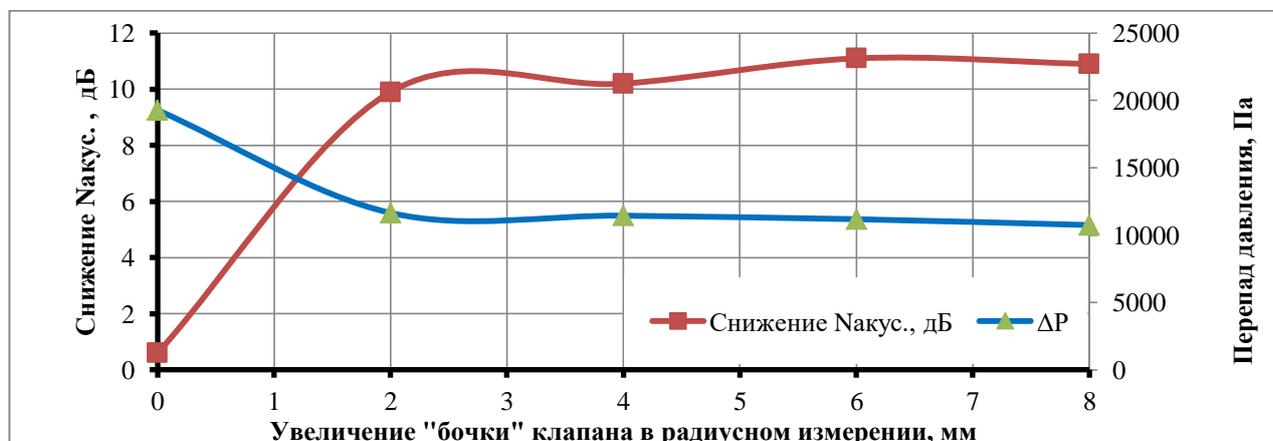


Рисунок 9 – График зависимости акустической эффективности и перепада давления на клапане от увеличения полости клапана

### **Расчёт конструкций клапанов, содержащих совокупность наиболее эффективных предложенных мероприятий**

Для оценки влияния на акустическую мощность совокупности предложенных мероприятий было проведено моделирование конструкций проточной части клапана с комбинированием в них совокупности мероприятий, показавших максимальное снижение акустической мощности относительно штатной конструкции.

Результаты расчётов показали, что комбинирование мероприятий не даёт ожидаемого кумулятивного эффекта, более того, акустическая мощность конструкции с совокупностью предлагаемых мероприятий становится даже хуже, нежели применение мероприятий по отдельности. Выполнение полнофакторного исследования данного явления не представляется возможным, поскольку для этого потребуется трудоёмкий численный эксперимент и детальный анализ получаемых результатов. Действительно, поток рабочего тела в проточной части клапана представляет собой «квазимеханическую систему» с бесконечным числом степеней свободы, и это не позволяет дать детальный анализ динамического поведения («портрета») такой системы в широком звуковом диапазоне частот.

### **Влияние диффузора на акустическую мощность наиболее эффективных предложенных мероприятий**

Отдельный интерес представляет анализ влияния диффузора для различных вариантов изменения проточной части, в том числе комбинаций мероприятий. Это обусловлено технологическими трудностями выполнения диффузора во входном патрубке клапана.

Проведённые расчёты показали, что применение в конструкции диффузора повышает эффективность предложенных мероприятий. Например:

– увеличение бочки в радиусном измерении на 2 мм с уменьшением хода золотника на 2 мм показало, что эффективность конструкции без диффузора ниже, чем с ним, то есть 4,5 дБ, против 8,2 дБ.

– увеличение бочки в радиусном измерении без диффузора показало более низкую эффективность, чем с ним, то есть 4,8 дБ, против 9,9 дБ.

– уменьшение хода золотника в конструкции без диффузора показало более низкую эффективность, чем с ним, то есть 0,7 дБ, против 3,2 дБ.

### **Заключение**

В работе было проведено детальное численное исследование гидродинамики и акустики различных проточных частей клапана, основанных на «базовой» конструкции. Из анализа результатов расчёта следует:

1. Применение перфорированных делителей потока на входе или выходе клапана следует считать нецелесообразным по причине, с одной стороны, значительного перепада давления на них, превышающего предельно допустимые значения по коэффициенту гидравлического сопротивления, и, с другой стороны, появления дополнительного шума, вызванного прохождением среды через делители.

2. Доработка торцевой части («носика») золотника также не является целесообразным мероприятием для случая односторонней подачи среды (для рассматриваемого клапана). При движении проводимой среды в данном направлении обтекание носика ранее предложенной геометрии является дополнительным источником шума.

3. Анализ гидродинамической картины течения в проточной части клапанов выявил значительные зоны турбулентного смешения выходных потоков под торцом золотника, приводящие к росту акустической мощности.

4. Предложенные новые конструктивные мероприятия, такие как изменение хода золотника, изменение радиальных размеров кольцевой полости клапана между золотником и стенкой корпуса, показали эффективность, достигающую 11 дБ.

5. Наиболее целесообразным мероприятием следует считать совместное использование входного диффузора при течении среды «на золотник» с увеличением радиуса кольцевой полости («бочки») клапана, приводящие к снижению акустической мощности на 11 дБ.

6. Сложная гидродинамическая картина течения среды в кольцевой полости и в цилиндрическом сечении под золотником не позволила выявить оптимальные (с точки зрения акустической мощности) соотношения между размерами «бочки» и ходом золотника, поскольку для типоряда запорных клапанов схожей конструкции, но с разными номинальными диаметрами, получены различные варианты оптимальных «малозумных» сочетаний данных параметров. Причем установлено, что не происходит простого суммирования эффектов при совместном использовании данных мероприятий.

### **Благодарности**

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект №FSSS-2024-0015)

### **Список использованных источников**

1. Вукалович, М. П. Теплофизические свойства воды и водяного пара / М. П. Вукалович. – Москва : «Машиностроение». – 1967. – 160с.
2. ИЕС 60534-8-3. Noise considerations - Control valve aerodynamic noise prediction method. – 2000.
3. Крючков, А. Н. Разработка конструкции физических моделей образцов высокоэффективных устройств гашения пульсаций [Текст]: отчет о НИР (промежуточ.: п. 4.1 НИР 201х-118 «Разработка высокоэффективных универсальных устройств гашения пульсаций в линии редуцирования газа») / А. Н. Крючков. - Самара: Институт акустики машин при СГАУ, 2013. - 58 с.
4. Справочник по технической акустике. Под редакцией М. Хекла и Х. А. Мюллера. – Ленинград : Издательство «Судостроение». – 1980.
5. Юдин, Е. Я. Справочник проектировщика. Защита от шума / Е. Я. Юдин, И. Д. Рассадина, В. Н. Никольский [и др.] ; под ред. Е. Я. Юдина. –Москва : Стройиздат, 1974. - 134 с.
6. И. Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672с.
7. Proudman, I. The Generation of Noise by Isotropic Turbulence / I. Proudman, // Proceedings of The Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – 1952. – 214(1116). – pp. 119–132.
8. ГОСТ 34437-2018. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик.

## Selection of the geometric shape of the flow path of a remotely controlled valve to minimize its acoustic radiated power of turbulent noise and hydraulic resistance

- S. A. Ponomarev** | Research Assistant;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
email: ponomarev.sa@ssau.ru
- A. N. Kryuchkov** | Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the  
Department of Automatic Systems of Power Plants;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
email: kryuchkov.an@ssau.ru
- L. V. Rodionov** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Associate  
Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
email: rodionov.lv@ssau.ru
- D. M. Stadnik** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the  
Department of Automatic Systems of Power Plants;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
email: stadnik.dm@ssau.ru
- M. A. Ermilov** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the  
Department of Automatic Systems of Power Plants;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
email: ermilov.ma@ssau.ru
- S. A. Ponomareva** | Research Assistant;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
email: vinogradova.sa@ssau.ru

*The article investigates the acoustic power radiation of an isotropic turbulent flow of superheated steam in the flow path of an angle shut-off valve through numerical simulation. The study aims to determine the geometric dimensions of the valve's flow path that minimize the acoustic radiation power into the connected pipeline mains for a given medium velocity in the inlet pipe. Certain parameters of the valve's flow path are subject to design constraints, dictated by the existing component base (bellows with limitations on maximum allowable pressure and compression) and requirements for minimal valve dimensions (particularly the actuator, whose size is determined by the seat diameter). As part of the study, the effectiveness of various measures to modify the base valve design was evaluated through detailed numerical hydrodynamic and acoustic modeling. These measures, aimed at reducing the acoustic power of the flow in the valve, were analyzed both individually and in combination. The authors found that the most effective measures were: changing the lift height of the valve plug and modifying the radial dimensions of the annular cavity between the plug and the bushing. The calculated effectiveness of these measures reaches up to 11 dB. The obtained results are recommended for use in the refinement of shut-off valves in pneumatic and hydraulic systems to reduce the noise they generate.*

**Keywords:** pipeline fittings; shut-off valve; hydrodynamic and acoustic characteristics; acoustic propagation medium; acoustic power; turbulent flow pulsations; flow path of shut-off valves

**Citation:** Ponomarev, S. A., Kryuchkov, A. N., Rodionov, L. V., Stadnik, D. M., Ermilov, M. A. and Ponomareva, S. A. (2025), "Selection of the geometric shape of the flow path of a remotely controlled valve to minimize its acoustic radiated power of turbulent noise and hydraulic resistance", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 73-86. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-73-86. (In Russian; abstract in English)

## References

1. Vukalovich, M. P. (1967), *Teplofizicheskie svoystva vody i vodyanogo para* [Thermophysical properties of water and water vapor], Mashinostroenie, Moscow, 160 p. (in Russian).
2. IEC 60534-8-3 (2000), *Noise considerations - Control valve aerodynamic noise prediction method*.
3. Kryuchkov, A. N. (2013), *Razrabotka konstruksii fizicheskikh modeley obraztsov vysokoeffektivnykh ustroystv gasheniya pul'satsiy [Tekst]: otchet o NIR (promezhutoch.: p. 4.1 NIR 201kh-118 «Razrabotka vysokoeffektivnykh universal'nykh ustroystv gasheniya pul'satsiy v linii redutsirovaniya gaza»)* [Development of the design of physical models of samples of high-efficiency pulsation damping devices: Research report (interim: section 4.1 of research project 201x-118 “Development of high-efficiency universal pulsation damping devices in gas reduction lines”)], Institute of Machine Acoustics at SSAU, Samara, 58 p. (in Russian).
4. Heckl, M. and Müller, H. A. (eds.) (1980), *Spravochnik po tekhnicheskoy akustike* [Handbook of technical acoustics], Sudostroenie, Leningrad, (in Russian).
5. Yudin, E. Y., Rassadina, I. D., Nikolsky, V. N. et al. (1974), *Spravochnik proektirovshchika. Zashchita ot shuma* [Designer's handbook. Noise protection]. Edited by E. Y. Yudin, Stroyizdat, Moscow, 134 p. (in Russian).
6. Idelchik, I.E. (1992), *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance], Mashinostroenie, Moscow, 672 p. (in Russian).
7. Proudman, I. (1952), “The generation of noise by isotropic turbulence”, *Proceedings of The Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 214, pp. 119–132.
8. GOST 34437-2018 (2018), *Armatura truboprovodnaya. Metodika eksperimental'nogo opredeleniya gidravlicheskikh i kavitatsionnykh kharakteristik* [Pipeline valves. Experimental method for determining hydraulic and cavitation characteristics]. (in Russian).



## Оценка углов падения волн акустического давления на поверхность стрингерной конструкции сухого отсека при старте ракеты

**П. А. Попов** | кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор  
отдела нагрузок;  
АО «Ракетно-космический центр «Прогресс», г. Самара;  
email: banduir@rambler.com

*В работе представлены экспериментальные характеристики звукоизоляции стрингерного отсека ракеты-носителя. Показано, что меняющиеся от старта к старту резонансные провалы в спектре звукоизоляции зависят от углов падения акустических волн на поверхность отсека. Данные выводы были сделаны на основании математической модели, позволяющей учесть угловое падение акустических волн на цилиндрическую оболочку. Предложены формулы оценки эквивалентных характеристик стрингерных обечаек отсеков для оценки исследуемых параметров звукоизоляции (эквивалентная толщина, модуль упругости, плотность, цилиндрическая и мембранная жёсткости).*

**Ключевые слова:** стрингерный отсек ракет; акустическое поле; коэффициент звукоизоляции; угловое падение акустических волн

**Цитирование:** Попов, П. А. Оценка углов падения волн акустического давления на поверхность стрингерной конструкции сухого отсека при старте ракеты / П. А. Попов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 87-96. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-87-96

---

### Введение

Анализ результатов измерений виброакустического нагружения стрингерной конструкции сухого отсека ракеты-носителя (РН) показал, что частотный профиль звукоизоляции может изменяться от пуска к пуску. Для изучения данного явления были проанализированы результаты проведённых работ по оценке звукоизоляции усечённого сегмента отсека [1] и применена модель звукоизоляции цилиндрической оболочки при наклонном падении на неё плоских акустических волн [2], так была сделана гипотеза о влиянии изменения направленности акустических волн при падении их на поверхность отсека. Анализ открытых источников также показывает, что, как правило, звукоизоляционный спектр можно условно разбить, в том числе для цилиндрической стрингерной конструкции, на четыре области [3, 4]. Так, на представленном на рисунке 1 профиле звукоизоляции сегмента стрингерной цилиндрической конструкции, полученном в результате эксперимента [1], выделяют область I, характеризующуюся тем, что в данном частотном диапазоне исследуемая величина зависит от жёсткостных характеристик оболочки. Повышение изгибной жёсткости ведёт к повышению низкочастотной звукоизоляции, при этом её тренд вдоль частотной оси будет ниспадающим вплоть до основной резонансной частоты конструкции. На данном графике область I условно распространяется до центральной частоты 125 Гц, тогда как основной резонанс конструкции попадает в полосу частот 160 Гц. В следующей «резонансной» частотной области II звукоизоляция определяется динамическим модулем потерь  $E\eta$ , где  $E, \eta$  – модуль упругости и по-

тери в конструкции, и геометрическим расположением стрингеров и шпангоутов относительно друг друга. Как было отмечено, первый минимум области II обусловлен основным резонансом панели, второй, попадающий в полосу частот 625 Гц, объясняется резонансом волнового совпадения панели с эквивалентными параметрами для данной панели. В частотной области III с повышением поверхностной массы повышается звукоизоляция конструкции, при этом её тренд вдоль частотной оси будет восходящим в соответствии с «законом массы» не более 6 дБ на октаву, как это показано на рисунке 1. При этом погрешность в результатах экспериментов, вызванная данным фактором, не превысила 1 дБ [8].

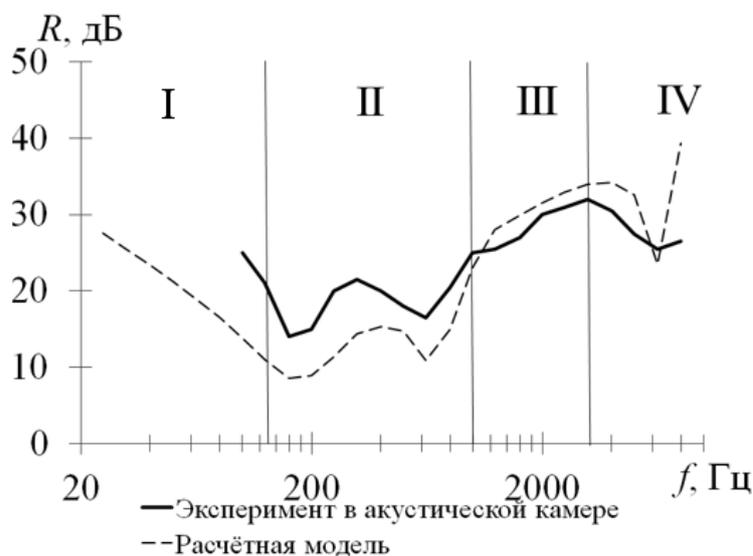


Рисунок 1 – Типичная частотная характеристика звукоизоляции для стрингерной панели:  
 I – область упругости (жесткости); II – область резонансов; III – область закона массы;  
 IV – область волнового совпадения

В частотной области IV после увеличения звукоизоляции по частотной оси в области действия закона масс III наблюдается её новый спад, связанный с эффектом волнового совпадения, возникающим в обшивке панели, в рассматриваемом примере это явление достигается в полосе частот 6300 Гц. На частоте волнового совпадения след падающей на панель звуковой волны равен длине свободных изгибных волн, возбуждающихся в ней [3]. Эта частота зависит от угла падения звуковых волн и наименьшего значения достигает при касательном падении. Для подтверждения сказанного на рисунке 1 нанесён график, представляющий собой результат расчёта для аналогичной стрингерной панели при угловом падении акустических волн, составляющих  $70^\circ$  от нормали. Свойства областей I-IV соответствуют импедансным характеристикам:

$$Z = \begin{cases} i(\omega m_1 - \frac{D}{\omega}), \omega \leq 0,5\omega_p, \\ i(\omega m_1 - \frac{iD\eta}{\omega}), 0,5\omega_p < \omega \leq 2\omega_p, \\ i\omega m_2, 2\omega_p < \omega < 0,5\omega_c, \\ i[\omega m_2 - \frac{D(1+i\eta)\omega^3 \sin^4(\theta)}{c^4}], \omega \geq 0,5\omega_c, \end{cases}$$

где  $m_1$  – поверхностная масса панели с учётом стрингеров,  $m_2$  – без их учёта,  $D$  – цилиндрическая жёсткость,  $c$  – скорость звука в воздухе,  $\eta$  – потери в конструкции пане-

ли,  $\theta$  – угол падения акустических волн, отсчитываемый от нормали, проведённой к поверхности панели,  $\omega=2\pi f$  – круговая частота,  $\omega_p$  – основная резонансная частота панели,  $\omega_c$  – её частота волнового совпадения, диапазон частот  $\omega \leq 0,5\omega_p$  соответствует области I,  $0,5\omega_p < \omega \leq 2\omega_p$  – области II,  $2\omega_p < \omega < 0,5\omega_c$  – области III,  $\omega \geq 0,5\omega_c$  – области IV.

Как показали результаты измерений акустического нагружения ракет-носителей и головных обтекателей, важным параметром для оценки спектральных характеристик снижения звукоизоляции в области резонансов явился параметр направленности падения акустических волн на конструкцию отсека, поэтому для решения поставленной задачи был использован механический импеданс оболочки  $Z$ , в которой упомянутая направленность была учтена [2]:

$$Z = \frac{p_1 - p_2}{v_r} = i\omega m \left[ 1 - \frac{D\omega^2}{mc^4} \sin^4(\theta) - \frac{Eh}{m\omega^2 r^2} \sin^4(\psi) \right], \quad (1)$$

где  $E$  – комплексный модуль упругости,  $h$  – толщина,  $r$  – радиус оболочки,  $c$  – скорость звука среды под оболочкой,  $\theta, \psi$  – углы между направлением падающей волны и, соответственно, поперечным и продольным сечениями оболочки. Проекции волны на поперечную плоскость (радиальное направление,  $r$ ) и продольную плоскость показаны пунктирными линиями и представлены на рисунке 2.

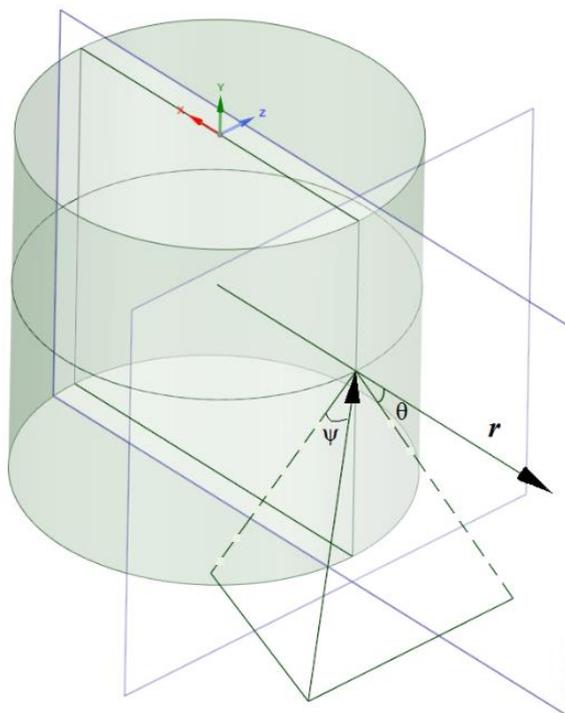


Рисунок 2 – Направление падения акустической волны на цилиндрическую поверхность

В рамках проведённой работы была оценена направленность падения акустических волн, получена формула для оценки характеристик потерь конструкций на резонансных частотах, были предложены формулы для оценки параметров эквивалентной гладкой оболочки, с которой в дальнейшем проводились все необходимые процедуры для получения всех вышеназванных показателей.

## 1 Объект исследований, формулы эквивалентной гладкой оболочки и исходные данные

### Обработка телеметрии

Измерения вибрационных ускорений и акустического давления при пусках осуществлялись с использованием данных телеметрической системы измерения (СИ), установленной на борту РН и обеспечивающей контроль вибрационного и акустического нагружения её ступеней и головного обтекателя. Измерение акустического давления на внешней и внутренней поверхности отсека осуществлялось с помощью акустических датчиков, установленных на СО согласно рисунку 3. Измерение радиального ускорения стрингерного отсека (СО) проводилось с помощью акселерометра, измерение акустического давления на внешней и внутренней поверхности отсека осуществлялось с помощью акустических микрофонов.

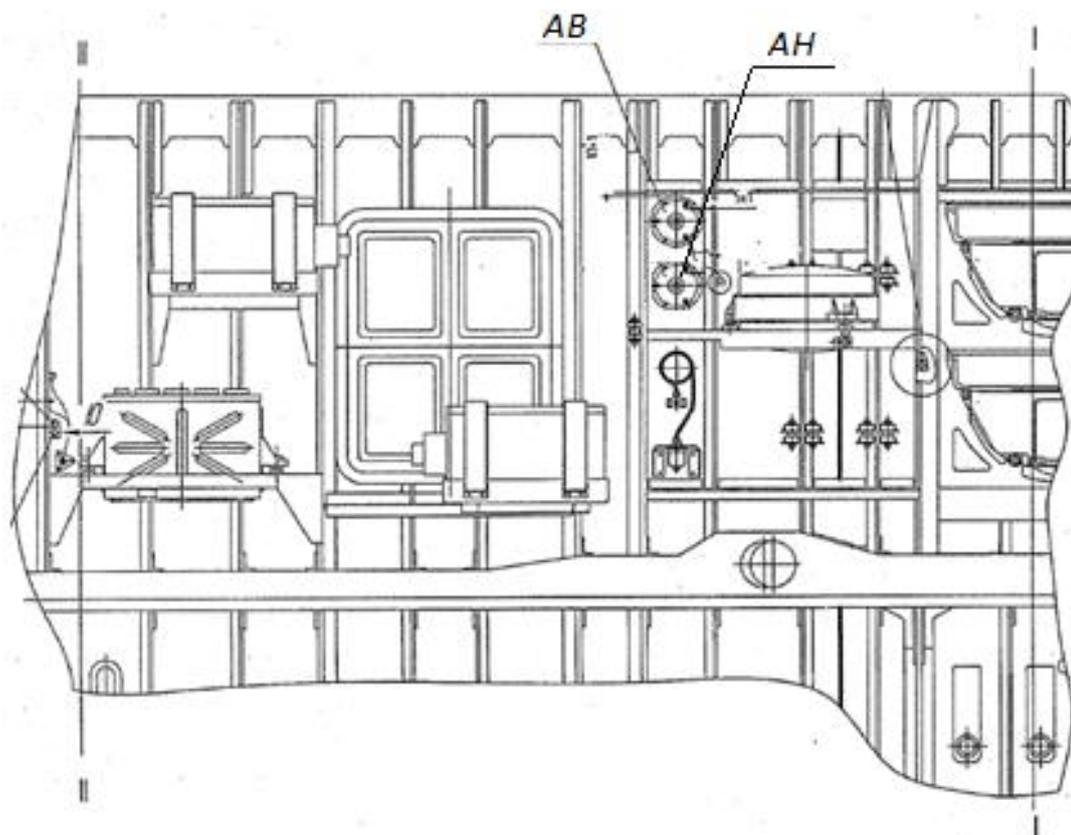


Рисунок 3 – Установка датчиков акустического давления на обечайку СО:  
АН – акустический наружный; АВ – акустический внутренний

Телеметрическая информация по быстроменяющимся параметрам (БМП) принималась и регистрировалась приёмными станциями космодрома. Информация по БМП СИ передавалась в виде массивов. Каждый передаваемый массив содержал 512 последовательных измерений одного датчика БМП. Обработка телеметрической информации (ТМИ) СИ по быстроменяющимся параметрам вибрационного ускорения и акустического давления была проведена в два этапа. На первом этапе исходная оцифрованная ТМИ СИ («оцифровка» производилась на борту РН) обрабатывалась и представлялась в виде отдельных текстовых файлов по каждому параметру в физических величинах; на втором этапе проводился спектральный анализ оцифрованных процессов со следующими функциональными параметрами: шаг по частоте – 1 Гц; продолжительность «временного окна» – 1 с; перекрытие окон – 0,5 с; частотный диапазон анализа – 1/3-октавный. Далее в рамках каждого 1/3-октавного диапазона

вычислялись спектральные плотности мощностей виброускорений и акустических давлений, что позволяло найти осреднённые характеристики всех физических величин в рамках данных диапазонов через 1 Гц. Например, для осреднённого значения акустического давления через 1 Гц:

$$p_{1\text{Гц}}(f) = \sqrt{\frac{p_{1/3}^2}{\Delta_{1/3}} \cdot 1\text{Гц}},$$

где  $p_{1/3}$  – суммарное акустическое давление в 1/3-октавном диапазоне с шириной  $\Delta_{1/3}$  Гц.

*Формулы эквивалентной гладкой оболочки для стрингерной обечайки*

Для анализа результатов экспериментов и проведения расчётов были выбраны параметры гладкой оболочки эквивалентной по жёсткости подкреплённой обшивке СО. При этом использовалось следующее правило для проведения расчётов эквивалентной цилиндрической  $D_e$  и мембранной жёсткости  $B_e$  [5, 6]:

1) с одной стороны,  $D_e$  ( $B_e$ ) является суммой удельной изгибной (удельной продольной) жёсткости силового элемента и цилиндрической (мембранной) жёсткости обечайки без силовых элементов:

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{E_1 J}{l} + \frac{E_2 \delta^3}{12(1-\nu^2)}, \\ B_e &= \frac{E_1 F}{l} + \frac{E_2 \delta}{1-\nu^2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $E_1, E_2, J, F, \delta, l, \nu$  – модули упругости силового набора и обечайки, момент инерции при изгибе силовых элементов, площадь сечения силового элемента, толщина обечайки, расстояние между силовыми элементами, коэффициент Пуассона соответственно.

2) с другой стороны, их можно представить в виде цилиндрической и мембранной жёсткости в эквивалентных параметрах:

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{E_e \delta_e^3}{12(1-\nu_e^2)}, \\ B_e &= \frac{E_e \delta_e}{1-\nu_e^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $E_e, \delta_e$  – эквивалентные модуль упругости и толщина. Эквивалентный коэффициент Пуассона примем равным аналогичному коэффициенту для обечайки без стрингеров:

$$\nu_e = \nu.$$

Из (3) с учётом (2) получим следующие соотношения для эквивалентной толщины  $\delta_e$ , модуля упругости  $E_e$  и плотности  $\rho_e$ :

$$\begin{aligned} \delta_e &= \sqrt{12 \frac{D_e}{B_e}}, \\ E_e &= \frac{B_e(1-\nu^2)}{\delta_e}, \\ \rho_e &= \frac{M}{S \delta_e}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $M$  – масса обечайки,  $S$  – площадь её поверхности.

Используемые при анализе характеристики СО, вычисленных по формулам (4), приведены в таблице 1.

В таблице также представлены частоты кольца обечайки без стрингеров  $f_r$  и критические частоты волнового совпадения с учётом стрингеров  $f_c$ , на которых предположительно реализуются провалы проводимости акустической вибрации [7], соответственно вычисленные по формулам [2, 3, 8, 9]:

$$f_r = \frac{1}{2\pi r} \sqrt{\frac{E_s}{\rho_s(1-\nu^2)}},$$

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m_e}{D_e}},$$
(5)

где  $E_s$ ,  $\rho_s$ ,  $m_s$  – модуль Юнга, плотность, поверхностная масса отсеков без стрингеров или гладких отсеков,  $m_e$  – поверхностная масса стрингерной обечайки.

Таблица 1 - Характеристики обшивки

$m_s$ , кг/м <sup>2</sup>	3,705
$m_e$ , кг/м <sup>2</sup>	15,0
$E_e$ , Па	$5,0 \cdot 10^9$
$h_e$ , мм	46,7
$D_e$ , Н·м	$4,7 \cdot 10^4$
$B_e$ , Н/м	$2,6 \cdot 10^8$
$f_r$ , Гц	696
$f_c$ , Гц	334,6

Из таблицы 1 видно, что исследуемый СО имеет достаточно высокую поверхностную массу за счёт вклада силового набора, тогда как поверхностные массы обшивок составляют 25%.

## 2 Взаимосвязь импеданса цилиндрической оболочки и звукоизоляции

Принимая во внимание гармоническое поведение акустических волн, из (1) получим связь между импедансом оболочки и её коэффициентом звукоизоляции:

$$r = \frac{p_1^2}{p_2^2},$$
(6)

где  $p_1$  – амплитуда волн акустического давления падающих снаружи на оболочку,  $p_2$  – амплитуда волн, прошедших под оболочку.

Для этого учтём потери в материале обшивки  $\eta$  и произведём переход к комплексной жёсткости и комплексному модулю упругости по формулам:

$$D \rightarrow D(1+i\eta),$$

$$E \rightarrow E(1+i\eta).$$
(7)

Используя (1), (7) перейдём к комплексному импедансу:

$$Z = \omega m \left[ i \left( 1 - \frac{D\omega^2}{mc^4} \sin^4(\theta) - \frac{Eh}{m\omega^2 r^2} \sin^4(\psi) \right) + \eta \left( \frac{D\omega^2}{mc^4} \sin^4(\theta) + \frac{Eh}{m\omega^2 r^2} \sin^4(\psi) \right) \right].$$
(8)

Учтём в (8) круговую критическую (наименьшую) частоту волнового совпадения и круговую частоту кольца по формулам (5) и перепишем в виде:

$$Z = \omega m \left[ i \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2} \sin^4(\theta) - \frac{\omega_r^2}{\omega^2} \sin^4(\psi) \right) + \eta \left( \frac{\omega^2}{\omega_c^2} \sin^4(\theta) + \frac{\omega_r^2}{\omega^2} \sin^4(\psi) \right) \right]. \quad (9)$$

Для оценки коэффициента звукоизоляции (6) воспользуемся выражением (9) и выражением, связывающим нормальную колебательную скорость  $v_r$  и звуковые давления по обе стороны оболочки [2, 3, 8, 9]:

$$v_r = - \int \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} dt = \frac{p_2 \cos(\theta)}{\rho c}, \quad (10)$$

где  $\rho c$  – акустические сопротивления внутри оболочки.

Решая (1) и (10) совместно получим:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{Z \cos(\theta)}{2\rho c} + 1. \quad (11)$$

Подставим (9) в (11):

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{p_2} &= 1 + \frac{mi\omega \cos(\theta)}{\rho c} \left( 1 - \frac{D\omega^2}{mc^4} \sin^4(\theta) - \frac{Eh}{m\omega^2 r^2} \sin^4(\psi) \right) + \frac{mi\omega \cos(\theta)}{\rho c} i\eta \left( -\frac{D\omega^2}{mc^4} \sin^4(\theta) - \frac{Eh}{m\omega^2 r^2} \sin^4(\psi) \right) = \\ &= \frac{mi\omega \cos(\theta)}{\rho c} \left( 1 - \frac{D\omega^2}{mc^4} \sin^4(\theta) - \frac{Eh}{m\omega^2 r^2} \sin^4(\psi) \right) + 1 + \frac{m\omega\eta \cos(\theta)}{\rho c} \left( \frac{D\omega^2}{mc^4} \sin^4(\theta) + \frac{Eh}{m\omega^2 r^2} \sin^4(\psi) \right). \end{aligned}$$

С учётом (6) получим модуль коэффициента звукоизоляции:

$$r = \left( \frac{\omega m \cos(\theta)}{2\rho c} \left[ \eta \left( \frac{\omega^2}{\omega_c^2} \sin^4(\theta) + \frac{\omega_r^2}{\omega^2} \sin^4(\psi) \right) + 1 \right] \right)^2 + \left( \frac{\omega m \cos(\theta)}{2\rho c} \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2} \sin^4(\theta) - \frac{\omega_r^2}{\omega^2} \sin^4(\psi) \right) \right)^2 \quad (12)$$

Выражение (12) является *теоретическим* результатом получения звукоизоляции цилиндрической оболочки, нагруженной плоской волной акустического давления при различных углах их падения.

#### Оценка углов падения акустических волн на поверхность СО

Оценка углов падения акустических волн на поверхность СО, как показывает формула (1), является важной частью проведения расчётов внутреннего акустического нагружения и звукоизоляции. Для получения значений  $\theta$  и  $\psi$ , представленных на рисунке 2, воспользуемся значениями нуждающейся в уточнении звукоизоляции, полученной на обечайке СО при трёх пусках РН, и проведём расчёт по формуле (12), подобрав такие углы падения  $\psi$  и  $\theta$ , чтобы в результате расчёта реализовались провалы, представленные на рисунке 3, и вычислим из этого выражения величину  $R=10\lg(r)$ .

Как показано на рисунке 4, возникновение провалов в спектре звукоизоляции на частотах 200–315 Гц и 625–800 Гц обусловлено падением акустических волн под углами  $\psi=32^\circ-40^\circ$  и  $\theta=39^\circ-44^\circ$ , их схематичное представление показано на рисунке 2. Первый минимум, попадающий в полосы частот 200–315 Гц, соответствует частоте кольца, второй минимум, попадающий в полосы 625–800 Гц, соответствует частоте волнового совпадения рассматриваемой стрингерной обечайки с параметрами, вычисленными по формулам (4), (5). Если провести сравнение данных, приведённых в таблице 1, и данных, представленных на графиках

на рисунке 3, то можно заметить, что частота кольца  $f_r$  вследствие указанного углового падения сместилась с 696 Гц (при  $\psi=90^\circ$ ) в полосы с центральными частотами 200–315 Гц (при  $\psi=32^\circ-40^\circ$ ), тогда как частота волнового совпадения  $f_c$  по той же причине сместилась с 334,6 Гц (при  $\theta>80^\circ$ ) в полосы частот 625–800 Гц (при  $\theta=39^\circ-44^\circ$ ). Возможность появления эффекта волнового совпадения на столь низких частотах для подкреплённых панелей подтверждается в том числе результатами расчётов, приведённых в [2, 10].

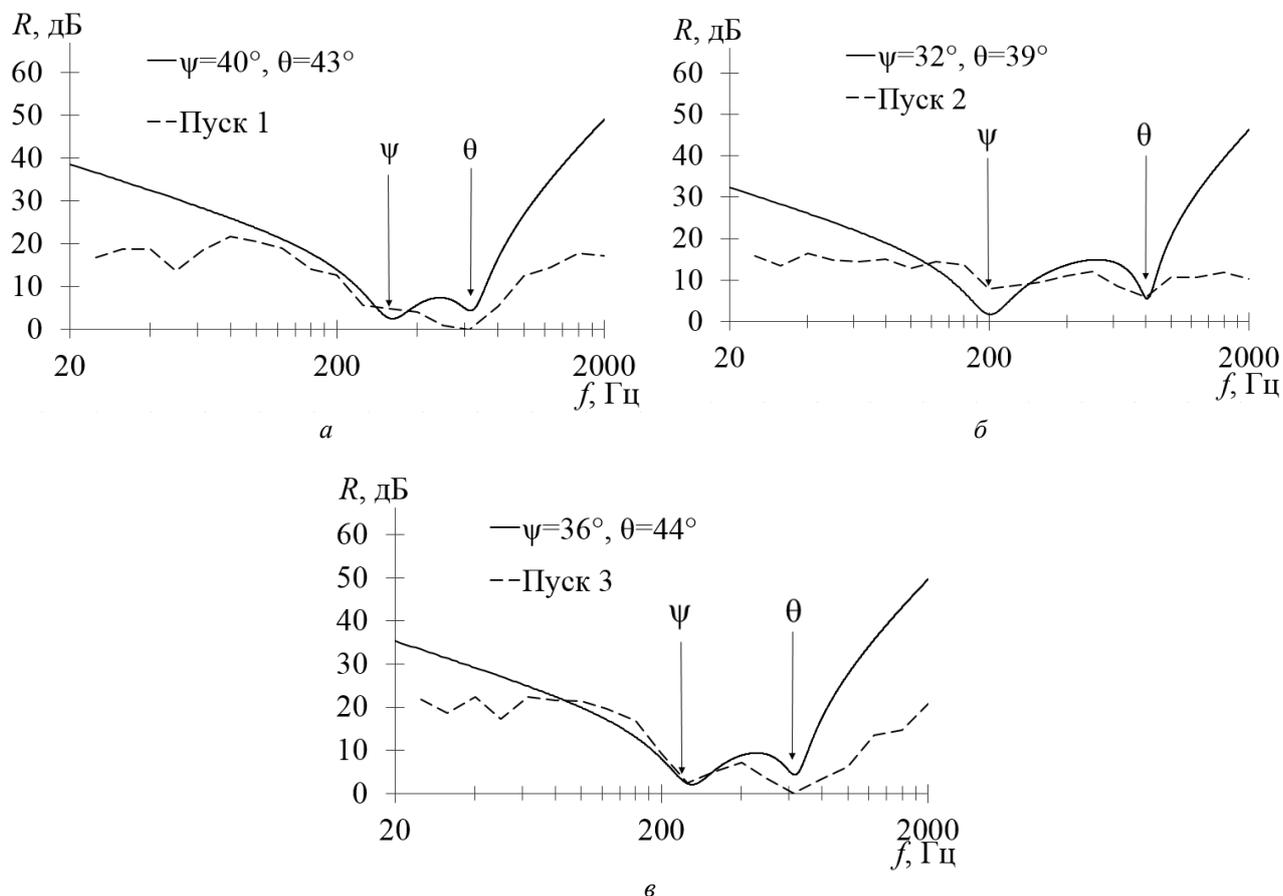


Рисунок 4 – Результаты оценки углов падения  $\psi$  и  $\theta$  по формуле (12), соответствующих провалам в спектре звукоизоляции в полосах частот: *a* – 315 Гц и 625 Гц, *б* – 200 Гц и 800 Гц, *в* – 250 Гц и 625 Гц

Как показано на рисунке 5, при уменьшении угла  $\psi$  возникает смещение минимумов в спектре звукоизоляции на низшие частоты, тогда как при уменьшении угла  $\theta$  – наоборот смещение минимума звукоизоляции на высшие частоты.

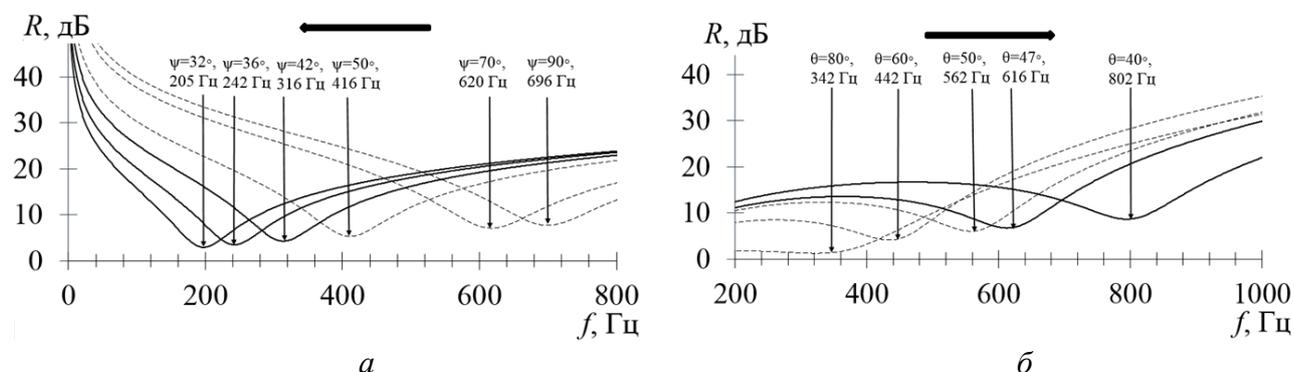


Рисунок 5 – Смещение провалов звукоизоляции при изменении углов падения: *a* –  $\psi$ , *б* –  $\theta$

### 3 Заключение

Статистические данные по направленности акустических волн при старте РН позволяют более точно формировать внешние акустические воздействия при нагружении отсеков при проведении расчётов виброакустического нагружения конструкции и аппаратуры РН.

В рамках проведённой работы были получены следующие результаты:

1. Получены формулы для эквивалентной гладкой оболочки для вычисления величины внутреннего акустического давления и звукоизоляции обечайки СО в частотных полосах влияния силового набора.

2. С помощью модели, учитывающей углы между направлением падающей волны и поперечным или продольным сечениями оболочки, произведена оценка их падения на обечайку СО на участке старта.

3. Сделан вывод о том, что характеристические провалы в звукоизоляции СО, меняющиеся по частоте от пуска к пуску, являются следствием меняющегося угла падения волн акустического давления от различных источников шума.

Дальнейшие исследования будут направлены на получение рекуррентных соотношений для нахождения взаимосвязи между параметрами акустического давления снаружи и внутри отсека, а также соответствующего им радиального виброускорения.

#### Список использованных источников

1. Ткачев, А. А. Определение звукоизоляции межбакового отсека (МБО) блока 3 ступени РН / А. А. Ткачев, Л. К. Горохова, А. В. Рыков. – Москва: ЦАГИ, 1999. – 38 с.
2. Мунин, А. Г. Авиационная акустика. В 2-х частях. Ч.2. Шум в салонах пассажирских самолётов / А. Г. Мунин. – Москва: Машиностроение, 1986. – 264 с.
3. Боголепов, И. И. Промышленная звукоизоляция / И. И. Боголепов. – Ленинград : Судостроение, 1986. – 367 с.
4. Файловый архив студентов: [сайт]. – Саратов, 2015. – URL: <https://studfile.net/preview/4583047/page:9/> (дата обращения: 23.01.2025). – Текст: электронный.
5. Пяткин, В. А. Проектирование тонкостенных конструкций. 3-е изд. перераб. и доп. / В. А. Пяткин, В. Т. Лизин. – Москва : Машиностроение, 1994. – 384 с.
6. Биргер, И. А. Прочность, устойчивость, колебания. Том 2. Справочник в трёх томах / И. А. Биргер, Я. Г. Пановко. – Москва: Машиностроение, 1968. – 148 с.
7. Попов, П. А. Изменение параметров вибрации конструкции летательных аппаратов при росте их акустического нагружения / П. А. Попов // Акустический журнал. – 2024. – Т. 70, №5. – С. 740–746.
8. Шендеров, Е. Л. Волновые задачи гидроакустики/ Е. Л. Шендеров. – Ленинград : Судостроение, 1972. – 352 с.
9. Шендеров, Е. Л. Излучение и рассеяние звука/ Е. Л. Шендеров. – Ленинград : Судостроение, 1989. – 304с.
10. Кудисова, Л. Я. Исследование возможности измерения звукоизоляции подкреплённых пластин при наклонных углах падения звука с помощью звукомерной камеры ЦАГИ / Л. Я. Кудисова, Н. Н. Писаревский // Труды ЦАГИ. – 1978. – № 1902. – С. 50-55.

## Assessment of incidence angles of acoustic pressure waves on the surface of the stringer structure of the dry compartment during rocket launch

**P. A. Попов**

Candidate of Science (Engineering), Leading Design Engineer of the Department of Loads; Progress Rocket and Space Center JSC, Samara, Russian Federation; email: banduir@rambler.com

*The paper presents experimental characteristics of sound insulation of the stringer compartment of the launch vehicle. It is shown that the resonant dips in the sound insulation spectrum, changing from launch to launch, depend on the angles of incidence of acoustic waves on the compartment surface. These conclusions were drawn on the basis of the mathematical model allowing to consider angular falling of acoustic waves on the cylindrical shell. Formulas for estimating the equivalent characteristics of the stringer shells of the compartments are proposed to evaluate the studied sound insulation parameters (equivalent thickness, elastic modulus, density, cylindrical and membrane rigidity).*

**Keywords:** stringer compartments of rockets; acoustic field; sound insulation coefficient; angular incidence of acoustic waves

**Citation:** Попов, P. A. (2025), "Assessment of incidence angles of acoustic pressure waves on the surface of the stringer structure of the dry compartment during rocket launch", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 87-96. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-87-96. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Tkachev, A. A., Gorokhova, L. K. and Rykov, A. V. (1999), *Opreделение zvukoizolyatsii mezhbakovogo otseka* [Experimental definition of sound insulation compartment of the block 3 steps of RV], TsAGI, Moscow, 38 p. (in Russian).
2. Munin, A. G. (1986), *Aviatsionnaya akustika. V 2-kh chastyakh. Ch.2. Shum v salonakh passazhirskikh samoletov* [Aviation acoustics. In 2 parts. Part 2. Noise in insides of passenger airplanes], Mashinostroenie, Moscow, 264 p. (in Russian).
3. Bogolepov, I. I. (1986), *Promyshlennaya zvukoizolyatsiya* [Industrial sound insulation], Sudostroenie, Leningrad, 367 p. (in Russian).
4. Students' file Archive: [website] (2015), Saratov, URL: <https://studfile.net/preview/4583047/page:9/> (date of request: 01/23/2025). Text: electronic.
5. Pyatkin, V. A. and Lizin, V. T. (1994), *Proektirovanie tonkostennykh konstruktsiy. 3-e izd. pererab. i dop.* [Design of thin-walled designs], 3rd prod. reslave. and additional, Mashinostroenie, Moscow, 384 p. (in Russian).
6. Birger, I. A. and Panovko, Ya. G. (1968), *Prochnost', ustoychivost', kolebaniya. Tom 2. Spravochnik v trekh tomakh* [Durability, stability, fluctuations. Volume 2. The reference book in three volumes], Mashinostroenie, Moscow, 148 p. (in Russian).
7. Попов, P. A. (2024), "Tendition's priests of conductivity of acoustic vibration of the design of aircraft to lowering with the growth of their acoustic loading", *Acoustic physics*, vol. 70, no. 5, pp. 92-98.
8. Shenderov, E. L. (1972), *Volnovye zadachi gidroakustiki* [Wave tasks Wave problems of hydroacoustics], Sudostroenie, Leningrad, 352 p. (in Russian).
9. Shenderov, E. L. (1989), *Izluchenie i rasseyaniye zvuka* [Radiation and sound scattering], Sudostroenie, Leningrad, 304 p. (in Russian).
10. Kudisova, L. I. and Pisarevsky, N. N. (1978), "Research of the possibility of measurement of sound insulation of the supported plates at inclined incidence angles of the sound by means of the sound measured camera of TsAGI", *Trudy TsAGI* [Proceedings of TsAGI], no. 1902, pp. 50-55. (in Russian).



## Метод определения доверительных границ погрешностей измеряемых параметров неоднородного потока на входе в компрессор авиационного ГТД

- |                         |  |
|-------------------------|--|
| <b>В. Н. Матвеев</b>    | доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;<br>email: matveev.vn@ssau.ru |
| <b>Д. В. Пестов</b>     | ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;<br>email: pestov.dv@ssau.ru                                      |
| <b>Е. Д. Гатауллина</b> | ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;<br>email: gataullina.ed@ssau.ru                                  |
| <b>С. А. Мельников</b>  | ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;<br>email: melnikov.sa@ssau.ru                                    |

*Для проведения анализа результатов замера параметров неоднородного потока на входе в компрессор разработан метод определения доверительных границ погрешностей этих параметров. Предложенный метод позволяет определять предельные погрешности полного абсолютного давления в различных точках замера, а также параметров, характеризующих пульсации и неравномерность потока на входе в компрессор. Отличительной особенностью разработанного метода является возможность учёта как неисключённых систематических, так и случайных погрешностей. Апробирование метода позволило рекомендовать количество замеров атмосферного давления в процессе испытания двигателя на одном режиме. Также удалось установить возможности уменьшения погрешности определения комплексного критерия, оценивающего неоднородность потока, при повышении класса точности средства измерения полного давления в различных точках сечения на входе в компрессор.*

**Ключевые слова:** авиационный компрессор; неоднородный поток; погрешность измерения параметров; анализ эксперимента; входная неравномерность

**Цитирование:** Матвеев, В. Н. Метод определения доверительных границ погрешностей измеряемых параметров неоднородного потока на входе в компрессор авиационного ГТД / В. Н. Матвеев, Д. В. Пестов, Е. Д. Гатауллина, С. А. Мельников // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 97-110. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-97-110

## Введение

При производстве серийных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и двигателей после ремонта в рамках программы приёмосдаточных испытаний проводятся специальные испытания на подтверждение газодинамической устойчивости. Начиная с конца 70-х годов по рекомендации ЦИАМ такие испытания выполняются с имитацией неоднородного потока на входе в ГТД [1, 2].

Обычно создание неоднородного потока осуществляется с помощью специального входного коллектора с выдвижным щитком – интерцептором [1, 2, 3] (рисунок 1). Степень же неоднородности потока на входе в компрессор характеризуется комплексным критерием  $W$  (см. раздел 2 статьи), учитывающим структуру потока и величину возникающих в нём возмущений.

Двигатель считается прошедшим испытание на газодинамическую устойчивость, если на установленных в техническом задании (ТЗ) значениях режимных параметров и в условиях проведения испытаний компрессор ГТД не переходит на неустойчивые режимы работы. При этом под режимными параметрами понимаются приведённые частота вращения ротора  $n_{пр}$  и расход воздуха  $G_{впр}$ . Под условиями проведения испытаний – высота выдвижения интерцептора  $H_{инт}$  в проточную часть (ПЧ) входного коллектора, величины отборов воздуха от компрессора и мощности от вала двигателя на привод агрегатов [1, 2, 3].

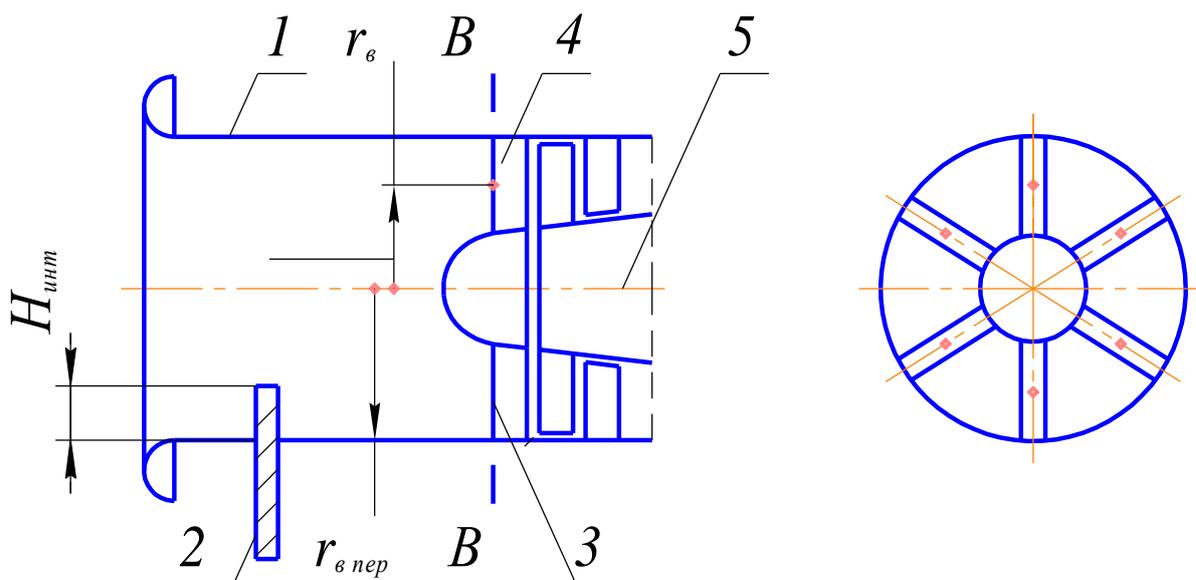


Рисунок 1 – Схема входного коллектора с интерцептором и заборными устройствами:  
1 – воздухозаборник; 2 – интерцептор; 3 – точки измерения полного давления;  
4 – входной направляющий аппарат; 5 – компрессор

Если двигатель не выдерживает испытания на газодинамическую устойчивость [4, 5, 6, 7, 8], то разрабатываются мероприятия по выявлению и устранению причин этого явления. Традиционным способом борьбы с проблемой является замена части компрессорных лопаток. Для этого осуществляется несколько (4...6) переборок двигателя, на что уходит довольно много времени и средств. Поэтому в настоящее время имеется необходимость создания различных математических моделей (численных и статистических) компрессора, с помощью которых возможно было бы находить варианты модификации, которые позволяли бы обходиться одной - двумя переборками [9, 16].

При формировании таких математических моделей на этапе их валидации необходимо иметь достоверные экспериментальные данные по параметрам неоднородного потока на входе в компрессор с известными доверительными границами их погрешностей. А это представляет собой самостоятельную задачу, для решения которой необходим инструмент анализа результатов экспериментального определения параметров неоднородного потока, базирующийся на методе определения доверительных границ погрешностей измеряемых параметров. Разработка такого инструмента представляется актуальной и соответствует современным тенденциям повышения экономических показателей двигателей, находящихся в серийном производстве и эксплуатации.

Целью инструмента анализа результатов экспериментального определения параметров неоднородного потока является повышение эффективности доводки авиационных ГТД на газодинамическую устойчивость.

### 1 Схема входного коллектора с замером поля полного давления на входе в компрессор

Схема входного коллектора с выдвигаемым интерцептором, используемого при испытании серийных ГТД, представлена на рисунке 1. Входной коллектор устанавливается перед двигателем и в его состав входит воздухозаборник 1 с лемнискатным насадком и интерцептор 2 [1, 2].

В позициях 3 установлено во входных кромках входного направляющего аппарата (ВНА) 4 компрессора 5 шесть ( $n = 6$ ) заборов воздуха для определения разницы между атмосферным давлением и полным давлением с помощью мановакуумметров. Заборы воздуха 3 расположены равномерно в окружном направлении в соответствии с рекомендациями ЦИАМ [1] в случае турбореактивного двигателя (ТРД) на относительном радиусе  $\bar{r}_v = r_v / r_{v\text{пер}} = 0,9$  ( $r_{v\text{пер}}$  – периферийный радиус на входе в ВНА), а в случае турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) – на относительном радиусе  $\bar{r}_v = 0,6$ .

На установленном режиме работы двигателя в условиях проведения испытаний, установленных ТЗ, в каждой  $i$ -ой из  $n$  точек измерения полного давления 3 в течение периода времени испытания на одном режиме  $\tau_{\text{реж}}$  снимается осциллограмма разности атмосферного и полного давлений (измеренное полное давление  $p_{\text{изм}i}^* = f(\tau)$ ). Современные мановакуумметры позволяют производить измерения с предельной абсолютной (предельной неисключённой систематической) погрешностью  $\theta(p_{\text{изм}}^*) = 50 \dots 150$  Па. В частности, использованный датчик давления - разрежения Метран-100-ДИВ-1341 имеет предел допускаемой основной погрешности 0,15% [10]. Одновременно в течение периода времени  $\tau_{\text{реж}}$  измеряется  $l$  значений атмосферного давления  $p_H$  с предельной абсолютной погрешностью, обычно не превышающей  $\theta(p_H) = 140$  Па [10].

### 2 Определение параметров неоднородного потока на основании первичных измерений

Обработка результатов измерений осуществляется в следующей последовательности (составлено в соответствии с рекомендациями [12]).

1. Осреднённое за период времени  $\tau_{\text{реж}}$  атмосферное давление:

$$p_{H\text{ср}} = \sum_{j=1}^l p_{Hj} / l.$$

2. Осреднённое за период времени  $\tau_{\text{реж}}$  максимальное измеренное полное давление в  $i$ -ой точке:

$$p_{\text{max изм ср } i}^* = \sum_{j=1}^{p_i} p_{\text{max изм } i j}^* / p_i ,$$

где  $p_i = 900$  – количество замеренных максимумов давления в  $i$ -ой точке за период времени  $\tau_{\text{реж}}$ .

3. Осреднённое за период времени  $\tau_{\text{реж}}$  минимальное измеренное полное давление в  $i$ -ой точке:

$$p_{\text{min изм ср } i}^* = \sum_{j=1}^{p_i} p_{\text{min изм } i j}^* / p_i ,$$

где  $p_i$  – количество замеренных минимумов давления в  $i$ -ой точке за период времени  $\tau_{\text{реж}}$ . Количество минимумов давления  $p_{\text{изм } i}^*$  равно количеству максимумов этого давления.

4. Осреднённое за период времени  $\tau_{\text{реж}}$  измеренное полное давление в  $i$ -ой точке измерения:

$$p_{\text{изм ср } i}^* = 0,5(p_{\text{max изм ср } i}^* + p_{\text{min изм ср } i}^* ) .$$

5. Турбулентная пульсация потока максимальной интенсивности  $\Delta p_{\text{max}}^*$  является максимальной величиной в некоторой  $k$ -ой точке замера из всех значений  $\Delta p_{\text{max } i}^* = p_{\text{max изм ср } i}^* - p_{\text{min изм ср } i}^*$ :

$$\Delta p_{\text{max}}^* = \text{MAX} [\Delta p_{\text{max } i}^* ] = \text{MAX} [ p_{\text{max изм ср } i}^* - p_{\text{min изм ср } i}^* ] = p_{\text{max изм ср } k}^* - p_{\text{min изм ср } k}^* .$$

6. Осреднённое за период времени  $\tau_{\text{реж}}$  полное абсолютное давление в  $i$ -ой точке измерения:

$$p_{\text{абс ср } i}^* = p_{H \text{ ср}} - p_{\text{изм ср } i}^* = p_{H \text{ ср}} - 0,5(p_{\text{max изм ср } i}^* + p_{\text{min изм ср } i}^* ) .$$

7. Параметр, оценивающий турбулентные пульсации потока максимальной интенсивности [1, 11]:

$$\varepsilon = \Delta p_{\text{max}}^* / p_{\text{абс ср } k}^* = (p_{\text{max разр ср } k}^* - p_{\text{min разр ср } k}^* ) / p_{\text{абс ср } k}^* .$$

8. Максимальное давление на входе в компрессор на окружности радиуса  $r_b$  в некоторой точке  $m$ .  $p_{\text{абс max}}^* = \text{MAX} [ p_{\text{абс ср } i}^* ] = p_{\text{абс ср } m}^*$  и минимальное давление на входе в компрессор на окружности радиуса  $r_b$  в некоторой точке  $r$   $p_{\text{абс min}}^* = \text{MIN} [ p_{\text{абс ср } i}^* ] = p_{\text{абс ср } r}^*$ .

9. Среднемассовое абсолютное давление на входе в компрессор:

$$p_{\text{м абс ср}}^* = \sum_{i=1}^n p_{\text{абс ср } i}^* / n .$$

10. Параметр, оценивающий неравномерность потока на входе в компрессор [1, 11]:

$$\Delta \sigma = (p_{\text{абс max}}^* - p_{\text{абс min}}^* ) / p_{\text{м абс ср}}^* .$$

11. Комплексный критерий  $W$ , учитывающий на входе в компрессор структуру потока и величину возникающих в нём возмущений [1, 11]:  $W = \Delta \sigma + \rho \varepsilon$ , где весовой коэффициент  $\rho$  для ТРД равен 1, а для ТРДД  $\rho = 2$  [1].

### 3 Метод определения доверительных границ погрешностей измеряемых параметров

На основании приведённых выше формул в соответствии с ГОСТ Р 8.736-2011 [12] и Методическими рекомендациями МИ 2083-90 [13] находятся границы погрешностей измерений с учётом как систематических, так и случайных составляющих [14, 15, 17, 18].

1. Погрешности определения осреднённого по периоду времени  $\tau_{\text{реж}}$  атмосферного давления

1.1. Среднеквадратическая погрешность определения атмосферного давления  $p_{H\text{cp}}$ :

$$S(p_{H\text{cp}}) = \sqrt{\left[ \sum_{j=1}^l (p_{Hj} - p_{H\text{cp}})^2 \right] / [l(l-1)]}.$$

1.2. Доверительные границы случайной абсолютной погрешности атмосферного давления  $p_{H\text{cp}}$ :

$$\varepsilon(p_{H\text{cp}}) = t_q(p_H) S(p_{H\text{cp}}),$$

где  $t_q(p_H)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа  $l$  результатов измерения атмосферного давления.

1.3. Доверительные границы абсолютной и относительной погрешности определения осреднённого по времени  $\tau_{\text{реж}}$  атмосферного давления  $p_{H\text{cp}}$ :

$$\Delta(p_{H\text{cp}}) = K_{\Sigma}(p_{H\text{cp}}) \sqrt{S^2(p_{H\text{cp}}) + \theta^2(p_H)/3}, \text{ Па и } \bar{\Delta}(p_{H\text{cp}}) = [\Delta(p_{H\text{cp}}) / p_{H\text{cp}}] \cdot 100\%,$$

где  $K_{\Sigma}(p_{H\text{cp}}) = \frac{\varepsilon(p_{H\text{cp}}) + \theta(p_H)}{S(p_{H\text{cp}}) + \theta(p_H) / \sqrt{3}}.$

2. Погрешности определения осреднённого по периоду времени  $\tau_{\text{реж}}$  давления  $p_{\text{макс изм ср } i}^*$ :

2.1. Среднеквадратическая погрешность определения давления  $p_{\text{макс изм ср } i}^*$ :

$$S(p_{\text{макс изм ср } i}^*) = \sqrt{\left[ \sum_{j=1}^{p_k} (p_{\text{макс изм } i j}^* - p_{\text{макс изм ср } i}^*)^2 \right] / [p_i(p_i - 1)]}.$$

2.2. Доверительные границы случайной абсолютной погрешности давления  $p_{\text{макс изм ср } i}^*$ :

$$\varepsilon(p_{\text{макс изм ср } i}^*) = t_q(p_{\text{макс изм ср } i}^*) S(p_{\text{макс изм ср } i}^*),$$

где  $t_q(p_{\text{макс изм ср } i}^*)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа  $p_i$  результатов замеров давления  $p_{\text{макс изм } i}^*$ .

2.3. Доверительные границы абсолютной и относительной погрешности определения давления  $p_{\text{макс изм ср } i}^*$ :

$$\Delta(p_{\text{макс изм ср } i}^*) = K_{\Sigma}(p_{\text{макс изм ср } i}^*) \sqrt{S^2(p_{\text{макс изм ср } i}^*) + \theta^2(p_{\text{изм}}^*)/3}, \text{ Па}$$

$$\text{и } \bar{\Delta}(p_{\text{макс изм ср } i}^*) = [\Delta(p_{\text{макс изм ср } i}^*) / p_{\text{макс изм ср } i}^*] \cdot 100\%,$$

где  $K_{\Sigma}(p_{\text{макс изм ср } i}^*) = \frac{\varepsilon(p_{\text{макс изм ср } i}^*) + \theta(p_{\text{изм}}^*)}{S(p_{\text{макс изм ср } i}^*) + \theta(p_{\text{изм}}^*) / \sqrt{3}}.$

3. Погрешности определения осреднённого по периоду времени  $\tau_{\text{реж}}$  давления  $p_{\text{мин изм ср } i}^*$  находятся аналогично погрешностям давления  $p_{\text{макс изм ср } i}^*$  с учётом одинакового количества замеренных максимумов и минимумов давления в  $i$ -ой точке.

4. Погрешности определения осреднённого по периоду времени  $\tau_{\text{реж}}$  давления  $p_{\text{изм ср } i}^*$ .

4.1. Среднеквадратическая погрешность определения давления  $p_{\text{изм ср } i}^*$ :

$$S(p_{\text{изм ср } i}^*) = 0,5 \sqrt{S^2(p_{\text{макс изм ср } i}^*) + S^2(p_{\text{мин изм ср } i}^*)}.$$

4.2. Доверительные границы случайной абсолютной погрешности давления  $p_{\text{изм ср } i}^*$ :

$$\varepsilon(p_{\text{изм ср } i}^*) = t_q(p_{\text{изм ср } i}^*) S(p_{\text{изм ср } i}^*),$$

где  $t_q(p_{\text{изм ср } i}^*)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа степени свободы, которое определяется как [12]:

$$f_{\text{эф}}(p_{\text{изм ср } i}^*) = \frac{[S^2(p_{\text{макс изм ср } i}^*) + S^2(p_{\text{мин изм ср } i}^*)]^2 (p_i + 1)}{S^4(p_{\text{макс изм ср } i}^*) + S^4(p_{\text{мин изм ср } i}^*)} - 2$$

или, если считать, что  $S(p_{\text{макс изм ср } i}^*) \approx S(p_{\text{мин изм ср } i}^*)$ , то  $f_{\text{эф}}(p_{\text{изм ср } i}^*) = 2p_i$ .

4.3. Предельная неисключённая систематическая абсолютная погрешность определения давления  $p_{\text{изм ср } i}^*$  [13]:  $\theta(p_{\text{изм ср } i}^*) = 2\theta(p_{\text{изм}}^*)$ .

4.4. Доверительные границы абсолютной и относительной погрешности определения давлений  $p_{\text{изм ср } i}^*$ :

$$\Delta(p_{\text{изм ср } i}^*) = K_{\Sigma}(p_{\text{изм ср } i}^*) \sqrt{S^2(p_{\text{изм ср } i}^*) + \theta^2(p_{\text{изм ср } i}^*)} / 3, \text{ Па}$$

$$\text{и } \bar{\Delta}(p_{\text{изм ср } i}^*) = [\Delta(p_{\text{изм ср } i}^*) / p_{\text{изм ср } i}^*] \cdot 100\% ,$$

где  $K_{\Sigma}(p_{\text{изм ср } i}^*) = \frac{\varepsilon(p_{\text{изм ср } i}^*) + \theta(p_{\text{изм ср } i}^*)}{S(p_{\text{изм ср } i}^*) + \theta(p_{\text{изм ср } i}^*) / \sqrt{3}}$ .

5. Погрешности определения осреднённого по периоду времени  $\tau_{\text{реж}}$  полного абсолютного давления воздуха в  $i$ -ой точке замера  $p_{\text{абс ср } i}^*$ .

5.1. Среднеквадратическая погрешность определения давления  $p_{\text{абс ср } i}^*$ :

$$S(p_{\text{абс ср } i}^*) = \sqrt{S^2(p_{H \text{ ср}}^*) + S^2(p_{\text{изм ср } i}^*)}.$$

5.2. Доверительные границы случайной абсолютной погрешности давления  $p_{\text{абс ср } i}^*$ :

$$\varepsilon(p_{\text{абс ср } i}^*) = t_q(p_{\text{абс ср } i}^*) S(p_{\text{абс ср } i}^*),$$

где  $t_q(p_{\text{абс ср } i}^*)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа степени свободы  $f_{\text{эф}}(p_{\text{абс ср } i}^*)$ , которое находится как [6]:

$$f_{\text{эф}}(p_{\text{абс ср } i}^*) = \frac{[S^2(p_{H \text{ ср}}^*) + S^2(p_{\text{изм ср } i}^*)]^2}{\frac{S^4(p_{H \text{ ср}}^*)}{l+1} + \frac{S^4(p_{\text{изм ср } i}^*)}{f_{\text{эф}}(p_{\text{изм ср } i}^*) + 1}} - 2.$$

5.3. Предельная неисключённая систематическая абсолютная погрешность определения давления  $p_{\text{абс ср } i}^*$ :

$$\theta(p_{\text{абс ср } i}^*) = K \sqrt{\theta^2(p_H^*) + \theta^2(p_{\text{изм ср } i}^*)},$$

где коэффициент  $K = 1,1$  [12] при доверительной вероятности 0,95.

5.4. Доверительные границы абсолютной и относительной погрешности определения давления  $p_{\text{абс ср } i}^*$ :

$$\Delta(p_{\text{абс ср } i}^*) = K_{\Sigma}(p_{\text{абс ср } i}^*) [\varepsilon(p_{\text{абс ср } i}^*) + \theta(p_{\text{абс ср } i}^*)], \text{ Па и } \bar{\Delta}(p_{\text{абс ср } i}^*) = [\Delta(p_{\text{абс ср } i}^*) / p_{\text{абс ср } i}^*] \cdot 100\%,$$

где коэффициент  $K_{\Sigma}(p_{\text{абс ср } i}^*)$  зависит от значения доверительной вероятности и отношения  $\theta(p_{\text{абс ср } i}^*) / S(p_{\text{абс ср } i}^*)$  и определяется в соответствии с таблицей на странице 4 Рекомендаций МИ 2083-90 [12].

6. Погрешности определения параметра  $\varepsilon$ , оценивающего турбулентные пульсации потока максимальной интенсивности в  $k$ -ой точке измерения.

6.1. Среднеквадратическая погрешность определения параметра  $\varepsilon$ :

$$S(\varepsilon) = \sqrt{\frac{S^2(p_{\text{макс изм ср } k}^*) + S^2(p_{\text{мин изм ср } k}^*)}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^2} + \frac{(p_{\text{макс изм ср } k}^* - p_{\text{мин изм ср } k}^*)^2 S^2(p_{\text{абс ср } k}^*)}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^4}}.$$

6.2. Доверительная граница случайной абсолютной погрешности параметра  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon(\varepsilon) = t_q(\varepsilon) S(\varepsilon),$$

где  $t_q(\varepsilon)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа степени свободы  $f_{\text{эф}}(\varepsilon)$ , которое находится как [12]:

$$f_{\text{эф}}(\varepsilon) = \frac{\left[ \frac{S^2(p_{\text{макс изм ср } k}^*) + S^2(p_{\text{мин изм ср } k}^*)}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^2} + \frac{(p_{\text{макс изм ср } k}^* - p_{\text{мин изм ср } k}^*)^2 S^2(p_{\text{абс ср } k}^*)}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^4} \right]^2}{\frac{S^4(p_{\text{макс изм ср } k}^*) + S^4(p_{\text{мин изм ср } k}^*)}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^4 (p_k + 1)} + \frac{(p_{\text{макс изм ср } k}^* - p_{\text{мин изм ср } k}^*)^4 S^4(p_{\text{абс ср } k}^*)}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^8 [f_{\text{эф}}(p_{\text{абс ср } k}^*) + 1]}} - 2.$$

6.3. Предельная неисключённая систематическая абсолютная погрешность определения параметра  $\varepsilon$ :

$$\theta(\varepsilon) = K \sqrt{\frac{\theta^2(p_{\text{макс изм ср } k}^*) + \theta^2(p_{\text{мин изм ср } k}^*)}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^2} + \frac{(p_{\text{макс изм ср } k}^* - p_{\text{мин изм ср } k}^*)^2 \theta^2(p_{\text{абс ср } k}^*) / K^2}{(p_{\text{абс ср } k}^*)^4}},$$

где коэффициент  $K = 1,1$  [12] при доверительной вероятности 0,95.

6.4. Доверительная граница абсолютной и относительной погрешности определения параметра  $\varepsilon$ :

$$\Delta(\varepsilon) = K_{\Sigma}(\varepsilon) [\varepsilon(\varepsilon) + \theta(\varepsilon)] \text{ и } \bar{\Delta}(\varepsilon) = [\Delta(\varepsilon) / \varepsilon] \cdot 100\%,$$

где коэффициент  $K_{\Sigma}(\varepsilon)$  зависит от значения доверительной вероятности и отношения  $\theta(\varepsilon) / S(\varepsilon)$  и определяется в соответствии с таблицей на странице 4 Рекомендаций МИ 2083-90 [12].

7. Абсолютные погрешности определения максимального полного давления на входе в компрессор на окружности радиуса  $r$  равны соответствующим погрешностям в  $m$ -ой точке замера:

$$S(p_{\text{абс max}}^*) = S(p_{\text{абс ср } m}^*); \quad \varepsilon(p_{\text{абс max}}^*) = \varepsilon(p_{\text{абс ср } m}^*); \quad \theta(p_{\text{абс max}}^*) = \theta(p_{\text{абс ср } m}^*)$$

$$\text{и } \Delta(p_{\text{абс max}}^*) = \Delta(p_{\text{абс ср } m}^*).$$

8. Абсолютные погрешности определения минимального полного давления на входе в компрессор на окружности радиуса  $r$  равны соответствующим погрешностям в  $r$ -ой точке замера:

$$S(p_{\text{абс min}}^*) = S(p_{\text{абс ср } r}^*); \quad \varepsilon(p_{\text{абс min}}^*) = \varepsilon(p_{\text{абс ср } r}^*); \quad \theta(p_{\text{абс min}}^*) = \theta(p_{\text{абс ср } r}^*)$$

$$\text{и } \Delta(p_{\text{абс min}}^*) = \Delta(p_{\text{абс ср } r}^*).$$

9. Погрешности определения среднemasсового абсолютного полного давления на входе в компрессор  $p_{\text{м абс ср}}^*$ .

9.1. Среднеквадратическая погрешность определения давления  $p_{\text{м абс ср}}^*$ :

$$S(p_{\text{м абс ср}}^*) = \sqrt{\sum_{i=1}^n S^2(p_{\text{абс ср } i}^*) / n}.$$

9.2. Доверительные границы случайной абсолютной погрешности давления  $p_{\text{м абс ср}}^*$ :

$$\varepsilon(p_{\text{м абс ср}}^*) = t_q(p_{\text{м абс ср}}^*) S(p_{\text{м абс ср}}^*),$$

где  $t_q(p_{\text{м абс ср}}^*)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа степени свободы  $f_{\text{эф}}(p_{\text{м абс ср}}^*)$ , которое находится как [12]:

$$f_{\text{эф}}(p_{\text{м абс ср}}^*) = \frac{\left[ \sum_{i=1}^n S^2(p_{\text{абс ср } i}^*) \right]^2}{\sum_{i=1}^n \frac{S^4(p_{\text{абс ср } i}^*)}{f_{\text{эф}}(p_{\text{абс ср } i}^*) + 1}} - 2.$$

9.3. Предельная неисключённая систематическая абсолютная погрешность определения давления  $p_{\text{м абс ср}}^*$ :

$$\theta(p_{\text{м абс ср}}^*) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \theta^2(p_{\text{абс ср } i}^*) / n}.$$

9.4. Доверительные границы абсолютной и относительной погрешности определения давления  $p_{\text{м абс ср}}^*$ :

$$\Delta(p_{\text{м абс ср}}^*) = K_{\Sigma}(p_{\text{м абс ср}}^*) \left[ \varepsilon(p_{\text{м абс ср}}^*) + \theta(p_{\text{м абс ср}}^*) \right], \text{ Па}$$

$$\text{и } \bar{\Delta}(p_{\text{м абс ср}}^*) = \left[ \Delta(p_{\text{м абс ср}}^*) / p_{\text{м абс ср}}^* \right] \cdot 100\%,$$

где коэффициент  $K_{\Sigma}(p_{\text{м абс ср}}^*)$  зависит от значения доверительной вероятности и отношения  $\theta(p_{\text{м абс ср}}^*) / S(p_{\text{м абс ср}}^*)$  и определяется в соответствии с таблицей на странице 4 Рекомендаций МИ 2083-90 [12].

10. Погрешности определения параметра  $\Delta\sigma$ , оценивающего неравномерность потока на входе в компрессор.

10.1. Среднеквадратическая погрешность определения параметра  $\Delta\sigma$ :

$$S(\Delta\sigma) = \sqrt{\frac{S^2(p_{\text{абс max}}^*) + S^2(p_{\text{абс min}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^2} + \frac{(p_{\text{абс max}}^* - p_{\text{абс min}}^*)^2 S^2(p_{\text{м абс ср}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^4}}.$$

10.2. Доверительные границы случайной абсолютной погрешности параметра  $\Delta\sigma$ :

$$\varepsilon(\Delta\sigma) = t_q(\Delta\sigma)S(\Delta\sigma),$$

где  $t_q(\Delta\sigma)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа степени свободы  $f_{\text{эф}}(\Delta\sigma)$ , которое находится как [12]:

$$f_{\text{эф}}(\Delta\sigma) = \frac{\left[ \frac{S^2(p_{\text{абс max}}^*) + S^2(p_{\text{абс min}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^2} + \frac{(p_{\text{абс max}}^* - p_{\text{абс min}}^*)^2 S^2(p_{\text{м абс ср}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^4} \right]^2}{\frac{S^4(p_{\text{абс max}}^*) + S^4(p_{\text{абс min}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^4} + \frac{(p_{\text{абс max}}^* - p_{\text{абс min}}^*)^4 S^4(p_{\text{м абс ср}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^8}} \left[ f_{\text{эф}}(p_{\text{абс ср } i}^*) + 1 \right]} - 2.$$

10.3. Предельная неисключённая систематическая абсолютная погрешность определения параметра  $\Delta\sigma$ :

$$\theta(\Delta\sigma) = \sqrt{\frac{\theta^2(p_{\text{абс max}}^*) + \theta^2(p_{\text{абс min}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^2} + \frac{(p_{\text{абс max}}^* - p_{\text{абс min}}^*)^2 \theta^2(p_{\text{м абс ср}}^*)}{(p_{\text{м абс ср}}^*)^4}}.$$

10.4. Доверительные границы абсолютной и относительной погрешности определения параметра  $\Delta\sigma$ :

$$\Delta(\Delta\sigma) = K_{\Sigma}(\Delta\sigma) [\varepsilon(\Delta\sigma) + \theta(\Delta\sigma)] \text{ и } \bar{\Delta}(\Delta\sigma) = [\Delta(\Delta\sigma)/\Delta\sigma] \cdot 100\%,$$

где коэффициент  $K_{\Sigma}(\Delta\sigma)$  зависит от значения доверительной вероятности и отношения  $\theta(\Delta\sigma)/S(\Delta\sigma)$  и определяется в соответствии с таблицей на странице 4 Рекомендаций МИ 2083-90 [12].

11. Погрешности определения комплексного критерия  $W$ , оценивающего неоднородность потока на входе в компрессор ТРДД.

11.1. Среднеквадратическая погрешность определения критерия  $W$ :

$$S(W) = \sqrt{S^2(\Delta\sigma) + 4S^2(\varepsilon)}.$$

11.2. Доверительные границы случайной абсолютной погрешности критерия  $W$ :

$$\varepsilon(W) = t_q(W)S(W),$$

где  $t_q(W)$  – коэффициент Стьюдента, зависящий от значения доверительной вероятности и числа степени свободы  $f_{\text{эф}}(W)$ , которое находится как [6]:

$$f_{\text{эф}}(W) = \frac{\left[ S^2(\Delta\sigma) + 4S^2(\varepsilon) \right]^2}{\frac{S^4(\Delta\sigma)}{f_{\text{эф}}(\Delta\sigma) + 1} + \frac{16S^4(\varepsilon)}{f_{\text{эф}}(\varepsilon) + 1}} - 2.$$

11.3. Предельная неисключённая систематическая абсолютная погрешность определения критерия  $W$ :

$$\theta(W) = \sqrt{\theta^2(\Delta\sigma) + 4\theta^2(\varepsilon)}.$$

11.4. Доверительные границы абсолютной и относительной погрешности определения критерия  $W$ :

$$\Delta(W) = K_{\Sigma}(W) [\varepsilon(W) + \theta(W)] \text{ и } \bar{\Delta}(W) = [\Delta(W)/W] \cdot 100\%,$$

где коэффициент  $K_{\Sigma}(W)$  зависит от значения доверительной вероятности и отношения  $\theta(W)/S(W)$  и определяется в соответствии с таблицей на странице 4 Рекомендаций МИ 2083-90 [12].

#### 4 Апробирование разработанного метода

Целью апробирования разработанного метода, кроме определения погрешностей параметров неоднородного потока на входе в компрессор, являлось выяснение возможности и целесообразности их уменьшения за счёт:

- увеличения числа измерений атмосферного давления  $l$  и экстремальных значений полного давления разрежения  $p_i$  за период времени  $\tau_{\text{реж}}$ ;

- уменьшения неисключённой систематической погрешности  $\theta(p_{\text{разр}}^*)$  замера полного давления разрежения со 150 до 50 Па.

Расчётные исследования проводились при приведённых частоте вращения каскада низкого давления  $n_{\text{пр.нд}} = 4800 \text{ мин}^{-1}$  и расходе воздуха на входе  $G_{\text{в.пр}} = 240 \text{ кг/с}$ , а также при  $H_{\text{инт}} = 395 \text{ мм}$  без отборов воздуха от компрессора и дополнительной мощности от вала двигателя.

Расчёт доверительных границ относительной погрешности абсолютного полного давления  $p_{\text{абс.ср.}i}^*$  и комплексного параметра  $W$  осуществлялся с помощью метода, представленного в разделе 3.

В случае  $\theta(p_{\text{разр}}^*) = 150 \text{ Па}$  было установлено, что величина  $\bar{\Delta}(p_{\text{абс.ср.}i}^*)$  уменьшалась с 1,3 до 0,5% при увеличении числа измерений атмосферного давления  $l$  от 2 до 4, после чего с увеличением числа измерений до 180 значение  $\bar{\Delta}(p_{\text{абс.ср.}i}^*)$  практически оставалось постоянным. При этом доверительная граница относительной погрешности критерия  $W - \bar{\Delta}(W)$  снижалась с 2,7 до 2,3% при увеличении  $l$  от 2 до 4, а после этого с ростом  $l$  до 180 тоже практически не изменялась.

Постоянство значений доверительных границ погрешностей  $\bar{\Delta}(p_{\text{абс.ср.}i}^*)$  и  $\bar{\Delta}(W)$  при  $l > 4$  объясняется тем, что их величины в этом случае определяются практически только систематическими погрешностями  $\theta(p_H) = 140 \text{ Па}$  и  $\theta(p_{\text{изм}}^*) = 150 \text{ Па}$ .

Таким образом, при проведении испытаний целесообразно на установившемся режиме в течение периода времени  $\tau_{\text{реж}}$  замер атмосферного давления производить не менее четырёх раз. Это позволит снизить относительные погрешности определения давления  $p_{\text{абс.ср.}i}^*$  на 0,8%, а критерия  $W$  – на 0,4%.

На установившемся режиме работы двигателя при определении давления  $p_{\min \text{ изм } i}^*$  или давления  $p_{\max \text{ изм } i}^*$  осуществляется порядка 900 замеров. В этих условиях для всех параметров неравномерного потока отношение систематических неисключённых погрешностей к соответствующим среднеквадратическим погрешностям  $\theta/S$  оказывается больше 8 и поэтому, в соответствие с Методическими рекомендациями [12], предельные относительные погрешности равны неисключённым систематическим погрешностям. Поэтому число замеров давлений  $p_{\text{изм } i}^*$ , определяющее величины случайных погрешностей, не оказывает влияния на доверительные границы погрешностей интересующих параметров.

Уменьшение неисключённой систематической погрешности  $\theta(p_{\text{изм}}^*)$  со 150 до 50 Па при  $l=4$  приводит к незначительному уменьшению погрешности  $\bar{\Delta}(p_{\text{абс ср } i}^*)$  с 0,5 до 0,3%, а погрешность  $\bar{\Delta}(W)$  уменьшается с 2,3 до 1,3%.

Последнее представляет интерес в случаях исследования влияния отборов воздуха на самолётные нужды и мощности от ротора двигателя на положение границы устойчивой работы компрессора, которые при этом изменяются на небольшие величины порядка 2...3%.

### Заключение

В настоящей статье предложен метод определения доверительных границ погрешностей измеряемых параметров неоднородного потока на входе в компрессор авиационного газотурбинного двигателя.

Этот метод позволяет определять предельные погрешности полного абсолютного давления в различных точках замера, а также погрешности параметров, характеризующих пульсации и неравномерность потока на входе в компрессор. Отличительной особенностью разработанного метода является возможность учёта как неисключённых систематических, так и случайных погрешностей.

Апробирование предложенного метода позволило установить целесообразное количество замеров атмосферного давления равное четырём в процессе испытания двигателя на одном режиме.

Кроме этого оказалось, что уменьшение неисключённой систематической погрешности замера давления разрежения на входе в компрессор со 150 до 50 Па позволяет снизить погрешность комплексного критерия  $W$  с 2,3 до 1,3%. Это целесообразно при исследовании влияния отборов воздуха и мощности от ротора двигателя на положение границы устойчивой работы компрессора.

Разработанный метод определения доверительных границ погрешностей измеряемых параметров позволит осуществлять валидацию математических моделей неоднородного потока на входе в компрессор.

### Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России в рамках государственного задания (номер проекта FSSS-2023-0008, «Фундаментальные проблемы динамики и виброакустики в гидравлических и газовых системах машин и энергетических установок»).

**Список использованных источников**

1. Григорьев, В. А. Испытания авиационных двигателей/ В. А. Григорьев, С. П. Кузнецов, А. С. Гишваров, А. Н. Белоусов, С. К. Бочкарев, С. А. Ильинский, В. Т. Шепель. – Москва : Машиностроение, 2009. – 504 с.
2. ОСТ 1 01021-93. Стенды испытательные авиационных газотурбинных двигателей. Общие требования. 18 с. Дата введения 01.07.1994.
3. Ланшин, А. И. Влияние неравномерности полного давления на входе в двигатель на его основные параметры при различных законах регулирования / А. И. Ланшин, Е. А. Хорева, Ю. А. Эзрохи. // Вестник Московского авиационного института. – 2023. – Т. 30. – №3. – С. 85-91
4. Шульгин, А. Ф. Оценка влияния входной радиальной неравномерности потока на параметры двухконтурных двигателей / А. Ф. Шульгин, Ю. И. Павлов, Е. М. Таран // Авиационная промышленность. – 2012. – №2. – С. 24–28.
5. Gill, J. Experimental Investigation of Inlet Distortion on Compressor Stability in a Turbofan Engine / J. Gill et al // Journal of Turbomachinery. – 2022.
6. Анисимов, П. В. Влияние входной неравномерности на устойчивость компрессора ГТД / П. В. Анисимов, В. А. Скибин // Известия вузов. Авиационная техника. – 2022.
7. Клинский, Б. М. Исследование влияния неоднородности потока на входе на основные параметры авиационного газотурбинного двигателя в имитируемых высотно-скоростных условиях / Б. М. Клинский // Вестник Московского авиационного института. – 2023. – Т. 30, № 1. – С. 117-130. DOI: 10.34759/vst-2023-1-117-130.
8. Эзрохи, Ю. А. Оценка влияния неравномерности полного давления входного потока на тягу авиационного турбореактивного двигателя / Ю. А. Эзрохи, Е. А. Хорева // Авиационные двигатели и энергетические установки: Сб. научных трудов / Под ред. А.В. Луковникова. Москва : Изд-во ЦИАМ им. П. И. Баранова, 2020. – С. 83–88.
9. Popov, G. Estimation of the influence of the inlet nonuniformity on the performance of a fan of a turbofan engine / G. M. Popov, O. V. Baturin, Yu. D. Novikova, V. M. Zubanov // ASME 2019 Gas Turbine India Conference, GTINDIA 2019. – 2019. – Vol. 1.
10. BD Sensors Rus. Датчики давления и уровня [сайт]. <https://www.bdsensors.ru/products/davlenie/> (дата обращения 28.05.2025)
11. Фёдоров, Р. М. Характеристики осевых компрессоров [Текст] / Р. М. Фёдоров. – Воронеж: Издательско-полиграфический центр «Научная книга», 2015. – 220 с.
12. ГОСТ Р 8.736 – 2011. Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения. – Москва : Стандартинформ, 2013. – 27 с.
13. МИ 2083-90. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей. – Москва : Стандартинформ, 1991. – 10 с.
14. Рабинович, С. Г. Погрешности измерений / С. Г. Рабинович. – Ленинград : Энергия, 1978. – 262 с.
15. Тойберт, П. Оценка точности результатов измерений / П. Тойберт ; пер. с нем. В. Н. Храменкова ; под ред. Е. И. Сычева. – Москва : Энергоатомиздат, 1988. – 88 с.
16. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн. 3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / С. К. Бочкарев, В. С. Кузьмичёв [и др.] ; под общ. ред. В. В. Кулагина. – Москва : Машиностроение, 2005. – 464 с.
17. Пестов, Д. В. Метод определения погрешности параметров как инструмент анализа технологий испытания компрессоров турбовальных двигателей [Текст] / Д. В. Пестов, Е. Д. Гатауллина, В. Н. Матвеев, Ю. Д. Новикова // Вестник УГАТУ. – 2024. – № 1(103), Т. 28, С. 109-119.
18. Матвеев, В. Н. Анализ экспериментального способа определения параметров потока и их погрешностей на входе в компрессор газотурбинного двигателя [Текст] / В. Н. Матвеев, Д. В. Пестов, Е. С. Горячкин, И. А. Кудряшов // Вестник УГАТУ. – 2023. – №1(99), Т. 27, С. 69-80.

## Method for determining the confidence limits of errors in measured parameters of an inhomogeneous flow at the inlet of an aircraft gas turbine engine compressor

<b>V. N. Matveev</b>	Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: matveev.vn@ssau.ru
<b>D. V. Pestov</b>	Assistant Professor of Aircraft Engine Theory named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: pestov.dv@ssau.ru
<b>E. D. Gataullina</b>	Assistant Professor of Aircraft Engine Theory named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: gataullina.ed@ssau.ru
<b>S. A. Melnikov</b>	Assistant Professor of Aircraft Engine Theory named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; email: melnikov.sa@ssau.ru

*To analyze the results of measuring the parameters of the inhomogeneous flow at the compressor inlet, a method has been developed for determining the confidence limits of the errors of these parameters. The proposed method makes it possible to determine the marginal errors of the total absolute pressure at various measuring points, as well as parameters characterizing pulsations and uneven flow at the compressor inlet. A distinctive feature of the developed method is the ability to account for both non-excluded systematic and random errors. Testing the method allowed us to recommend the number of atmospheric pressure measurements during the engine test in one mode. It was also possible to establish the possibility of reducing the error in determining the complex criterion for evaluating the heterogeneity of the flow, while increasing the accuracy class of the full pressure measuring instrument at various points in the cross-section at the compressor inlet.*

**Keywords:** aviation compressor; inhomogeneous flow; error in measuring parameters; experiment analysis; input unevenness

**Citation:** Matveev, V. N., Pestov, D. V., Gataullina, E. D. and Melnikov, S. A. (2025), "Method for determining the confidence limits of errors in measured parameters of an inhomogeneous flow at the inlet of an aircraft gas turbine engine compressor", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 97-110. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-97-110. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Grigoriev, V. A., Kuznetsov, S. P., Gishvarov, A. S., Belousov, A. N., Bochkarev, S. K., Ilyinsky, S. A. and Shepel, V. T. (2009), *Ispytaniya aviatsionnykh dvigateley* [Tests of aircraft engines], Mashinostroenie, Moscow, 504 p. (In Russian)
2. OST 1 01021-93 (1994), *Stendy ispytatel'nye aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley. Obshchie trebovaniya* [Test benches for aviation gas turbine engines. General requirements], 18 p. Date of introduction 07/01/1994. (In Russian)

3. Lanshin, A. I., Khoreva, E. A. and Ezrokhi, Yu. A. (2023), “Total pressure non-uniformity impact at the engine inlet on its basic parameters at various laws of regulation”, *Aerospace MAI Journal*, vol. 30, No. 3, pp. 85-91. (In Russian)
4. Shulgin, A. F., Pavlov, Yu. I. and Taran, E. M. (2012), “Assessing the influence of input radial non-uniformity of the flow on bypass engine parameters”, *Aviatsionnaya promyshlennost' [Aviation Industry]*, no. 2, pp. 24-28. (In Russian)
5. Gill, J. et al. (2022), “Experimental Investigation of Inlet Distortion on Compressor Stability in a Turbofan Engine”, *Journal of Turbomachinery*.
6. Anisimov, P. V. and Skibin, V. A. (2022), “The influence of input unevenness on the stability of the GTE compressor”, *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika [News of universities. Aviation equipment]*. (In Russian)
7. Klinsky, B. M. (2023), “Studying the flow non-uniformity impact at the inlet on the aircraft gas turbine engine basic parameters under the simulated altitude-speed conditions”, *Aerospace MAI Journal*, vol. 30. No. 1. pp. 117-130. DOI: 10.34759/vst-2023-1-117-130. (In Russian)
8. Ezrokhi, Yu. A. and Khoreva, E. A. (2020), “Assessment of the effect of the unevenness of the total inlet pressure on the thrust of an aviation turbojet engine”, *Aviation engines and power plants: Collection of scientific works*, Edited by A. V. Lukovnikov, Publishing House of the P. I. Baranov CIAM, Moscow, pp. 83-88. (In Russian)
9. Popov, G. M., Baturin, O. V., Novikova, Yu. D. and Zubanov, V. M. (2019), “Estimation of the influence of the inlet nonuniformity on the performance of a fan of a turbofan engine”, *ASME 2019 Gas Turbine India Conference, GTINDIA 2019*. – Vol. 1.
10. BD Sensors Rus. *Datchiki davleniya i urovnya [Pressure and level sensors] [website]*. <https://www.bdsensors.ru/products/davlenie/> (Accessed 28.05.2025). (In Russian)
11. Fedorov, R. M. (2015), *Kharakteristiki osevykh kompressorov [Characteristics of axial compressors] [Text]*, Publishing and Printing Center “Scientific Book”, Voronezh, 220 p. (In Russian)
12. GOST R 8.736 – 2011 (2013), *Izmereniya pryamye mnogokratnye. Metody obrabotki rezul'tatov izmereniy. Osnovnye polozeniya [Direct multiple measurements. Methods of processing measurement results. The main provisions]*, Standartinform, Moscow, 27 p. (In Russian)
13. MI 2083-90 (1991), *Izmereniya kosvennye. Opredelenie rezul'tatov izmereniy i otsenivanie ikh pogreshnostey [Indirect measurements. Determination of measurement results and estimation of their errors]*, Standartinform, Moscow, 10 p. (In Russian)
14. Rabinovich, S. G. (1978), *Measurement errors*, Energiya, Leningrad, 262 p. (In Russian)
15. Toibert, P. (1988), *Evaluation of the accuracy of measurement results*, translated from German by V. N. Khramenkov ; edited by E. I. Sychev, Energoatomizdat, Moscow, 88 p. (In Russian)
16. Bochkarev, S. K., Kuzmichev, V. S. [et al.] (2005), *Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: Kn. 3. Osnovnye problemy: nachal'nyy uroven' proektirovaniya, gazodinamicheskaya dovodka, spetsial'nye kharakteristiki i konversiya aviatsionnykh GTD [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants: Book 3. Basic problems: initial design level, gas dynamic refinement, special characteristics and conversion of aviation gas turbine engines]*, under the general editorship of V. V. Kulagin, Mashinostroenie Publ., Moscow, 464 p. (In Russian)
17. Pestov, D. V., Gataulina, E. D., Matveev, V. N. and Novikova, Yu. D. (2024), “Method for determining the error in parameters as a tool for analyzing the technologies of testing of turboshaft engine com-pressors”, *VestnikUGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology)*, no. 1(103), vol. 28, pp. 109-119. (In Russian)
18. Matveev, V. N., Pestov, D. V., Goryachkin, E. S. and Kudryashov, I. A. (2023), “Analysis of an experimental method for determining parameters offlow and their errors at the compressor inlet of a gas turbine engine” [Text], *VestnikUGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology)*, № 1(99), Vol. 27, pp. 69-80. (In Russian)