



DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 8, №4 (2022)

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

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

<http://dynvibro.ru>

Главный редактор

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

Заместители главного редактора:

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

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

Технический редактор

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

Ответственный секретарь

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

Члены редакционной коллегии:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Editor-in-chief:

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

Deputy editor-in-chief:

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

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

Technical Editor:

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

Executive Editor:

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

Members of the editorial board:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

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

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

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

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

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

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

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

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

PURPOSES AND SCOPE

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

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

Area of interests include but is not limited to:

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛОШУМНОГО ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО УЧАСТКА ДЛЯ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Крючков А.Н., Ермилов М.А., Баляба М.В., Ермилова Е.Н., Видяскина А.Н. 6

ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГТД ДН80

Прокофьев А.Б., Чернявский А.Ж., Ворох Д.А., Данилин С.А., Данилин А.И., Аксёнов А.Н., Максимовский С.Г. 14

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ УДАРНЫМ МЕТОДОМ

Дилигенский Д.С., Новиков Д.К., Лёжин Д.С., Прохоров С.А. 25

АНАЛОГОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЁМНОГО НАСОСА: РАЗДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКА КОЛЕБАНИЙ РАСХОДА И СИСТЕМЫ ПАССИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Рекадзе П. Д. 33

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ СОЗДАНИЯ МАЛОШУМНОЙ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Козлов В.А., Куличкова Е.А., Петров С.Е. 41

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛОШУМНОГО ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО УЧАСТКА ДЛЯ ЗАПОРНО- РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Крючков А.Н.,

Ермилов М.А.,

Баляба М.В.,

Ермилова Е.Н.,

Видяскина А.Н.

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

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

emasamara@gmail.ru

В статье описаны основной источник гидродинамического шума в запорно-регулирующей арматуре и механизм возникновения акустической энергии. Рассмотрены основные геометрические параметры дроссельного участка цилиндрической формы: форма каналов дросселирующего участка, диаметр отверстий каналов и расстояние между каналами. Описаны этапы выбора этих геометрических параметров. Изменение этих параметров существенно влияет на гидродинамический шум в запорно-регулирующей арматуре. В статье представлены экспериментально полученные зависимости изменения уровня ГДШ от относительного изменения диаметра каналов дроссельного участка и от изменения относительного расстояния между каналами.

Ключевые слова: гидродинамический шум; запорно-регулирующая арматура; дроссельный участок

1 Введение

При работе запорно-регулирующей арматуры (ЗРА) возникают интенсивные пульсации давления рабочей среды, распространяющиеся по гидравлической системе в виде упругих акустических волн или гидродинамического шума (ГДШ) и возбуждающие механические вибрации трубопроводов и другой арматуры, а также присоединённых механических конструкций.

Интенсивность акустической энергии зависит от акустического КПД ЗРА [1]. Акустический КПД – это отношение звуковой мощности ЗРА к мощности потока при бескавитационном режиме. Он в основном определяется конструкцией и пропускной способностью клапана. Колебательная энергия распространяется в виде пульсаций давления потока, а также в виде вибрации стенок трубопровода [2] и воздушного шума.

Данные динамические нагрузки отрицательно влияют как на обслуживающий персонал, так и на агрегаты, ускоряя приближение к критическому значению по его усталостной прочности и увеличивая погрешность контрольно-измерительных

приборов [3]. Снижение интенсивности колебаний рабочей среды не только обеспечивает надёжность работы ответственных узлов, но в ряде случаев является необходимым условием их функционирования [4,5,6].

Установлено, что основными источниками ГДШ в гидравлических системах являются насосные агрегаты и многочисленная ЗРА. За последнее десятилетие в результате проведения большого объёма работ по внедрению и доводке различных мероприятий удалось обеспечить выполнение требуемых норм по ГДШ насосов, что выдвигает актуальность проблемы сверхнормативного ГДШ ЗРА на первый план.

При дросселировании в местном сужении сечения потока происходит локальное ускорение потока, возникает высокоскоростная струя (рисунок 1). Из-за неравномерности скоростей в данной струе возникает слой смешения 3, представляющий собой область вихрей предного размера.

Согласно закону Бернулли изменение скорости вызывает изменение давления по квадратичной зависимости. Таким образом, вихрь с изменяющейся скоростью

является источником пульсаций давления. Следовательно, высокоскоростная струя с областью смешения является основным источником колебательной энергии.

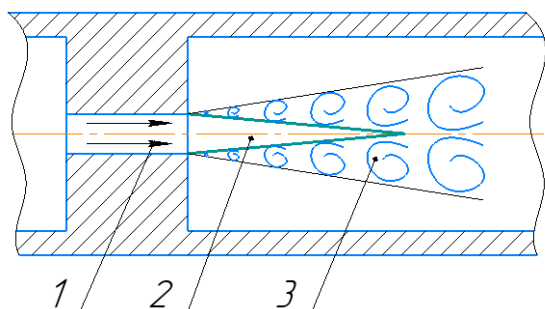


Рисунок 1. Структура турбулентной струи за местным сопротивлением
1 – входной поток; 2 – конус равной скорости; 3 – слой смешения

Акустическая мощность струи, взаимодействующей с твёрдой границей, пропорциональна скорости в шестой степени [7]:

$$W_A \sim \frac{\rho \cdot V^6 \cdot D^2}{c_0^3},$$

где ρ – плотность среды, кг/м³; V – скорость рабочей среды, м/с; D – диаметр канала, м; c_0 – скорость звука в среде, м/с.

Следовательно, геометрические и режимные параметры напрямую влияют на уровень ГДШ.

Очевидно, что непосредственное воздействие на механизм возникновения колебаний в самих источниках (при формировании струи) – наиболее эффективный путь снижения интенсивности пульсаций рабочей среды в трубопроводах.

Работа в сложных эксплуатационных условиях, а именно при высоких перепадах и скоростях течения регулируемой среды, требует применения специальных конструкций регулирующих органов (рисунок 2), позволяющих снизить вредное воздействие потока на элементы конструкции [8]. Зарубежными фирмами и отечественными предприятиями разработаны конструкции, в которых

взамен традиционных регулирующих органов используются перфорированные или многоступенчатые плунжеры [9].

Методики проектирования подобных конструкций являются "ноухау" отдельных специализированных фирм и отсутствуют в открытой печати. В настоящей статье детально рассмотрен выбор геометрических параметров маломумного дроссельного участка.



Рисунок 2. Клапан фирмы «Intro» со специальным устройством HF

2 Геометрические параметры дроссельного участка

Рассмотрим геометрические параметры дроссельного участка (ДрУ) с цилиндрической втулкой. ДрУ является основным элементом ЗРА, формирующим вид и гидродинамические характеристики струи. Его основные параметры изображены на рисунке 3. К ним относятся: общая площадь развёртки дроссельного участка $S_{\text{Общ}} = \pi \cdot D_{\text{ВН}} \cdot L$, площадь его проходного сечения $S_{\text{ДрУ}}$; индекс перфорации: $\Pi_{\text{общ}} = S_{\text{ДрУ}} / S_{\text{Общ}}$; форма (цилиндрический канал, щель) и размеры (диаметр, угол раскрытия диффузора и т.д.) единого канала, длина канала, количество каналов, расположение каналов друг относительно друга, расход рабочей среды и перепад давления.

Так как источником акустической энергии являются пульсирующие вихри,

генерирующиеся в зоне смешения струи, то основными параметрами ДрУ были выбраны следующие:

- форма дросселирующего участка;
- диаметр отверстий каналов ДрУ;
- расстояние между каналами.

Варьируя данными параметрами необходимо увеличить объём зон смешения. При этом максимальная скорость падает, а интенсивность всего источника уменьшается. Рассмотрим этапы выбора параметров ДрУ.

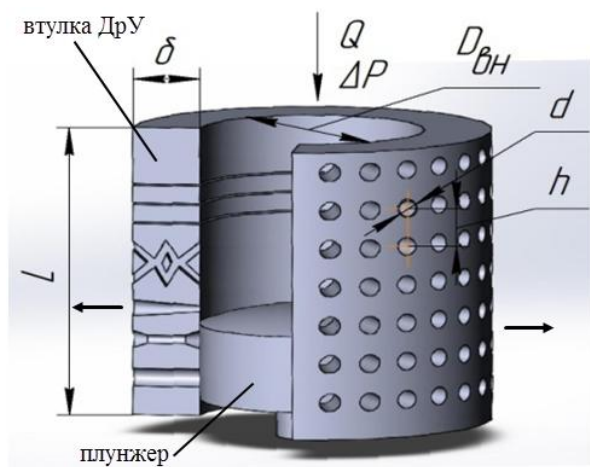


Рисунок 3 – Геометрические параметры ДрУ

δ – длина дросселирующего канала; L – длина ДрУ (ход запорного элемента); Q – расход рабочего тела; ΔP – перепад давления на ЗРА; $D_{вн}$ – внутренний диаметр цилиндрического дросселирующего элемента; d – диаметр канала ДрУ; h – межосевое расстояние между каналами ДрУ

3 Выбор геометрических параметров ДрУ

1 этап – форма сечения проходных каналов ДрУ

В настоящее время в ЗРА в качестве ДрУ наибольшее распространение нашли группы отверстий двух типов: щелевые и цилиндрические (рисунок 4).

Проведённые на полноразмерном стенде (Ду 200мм.) исследования по влиянию форм дросселирующих отверстий

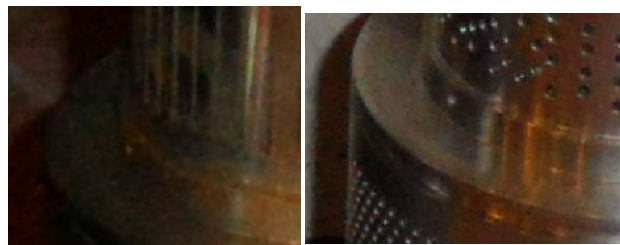


Рисунок 4. Типы дроссельных участков ЗРА
а) – группа щелей; б) – группа отверстий

показали (рисунок 5), что уровни ГДШ для щелевых каналов в диапазоне частот более 50 Гц существенно (на 5...10 дБ) выше, чем для цилиндрических. Испытания проводились для диаметров цилиндрических отверстий $d=1...3$ мм, ширины щелей $\delta=0,5...1$ мм и перепадов давления 0,3...1 МПа.

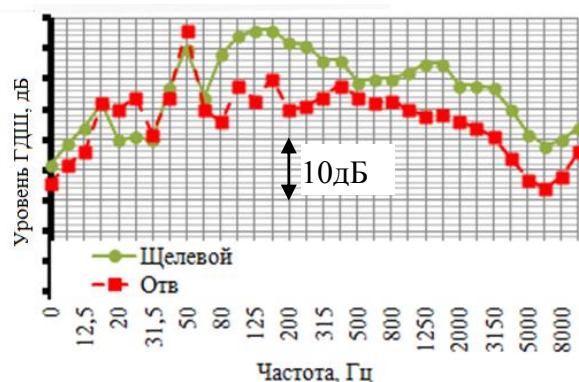


Рисунок 5. Спектр ГДШ при различных формах каналов дроссельных участков ЗРА при перепаде давления 0,45 МПа

Таким образом, экспериментально установлено, что для данных диапазонов конструктивных и режимных параметров наименьшим ГДШ обладают ДрУ с цилиндрическими отверстиями.

Исследования продольной формы цилиндрического канала проводились на малоразмерном стенде (Ду 12мм). Экспериментальные и численные исследования в программном пакете Ansys Fluent показали, что наилучшей формой обладает цилиндрический канал без конфузорного и диффузорного участков (рисунок 6).

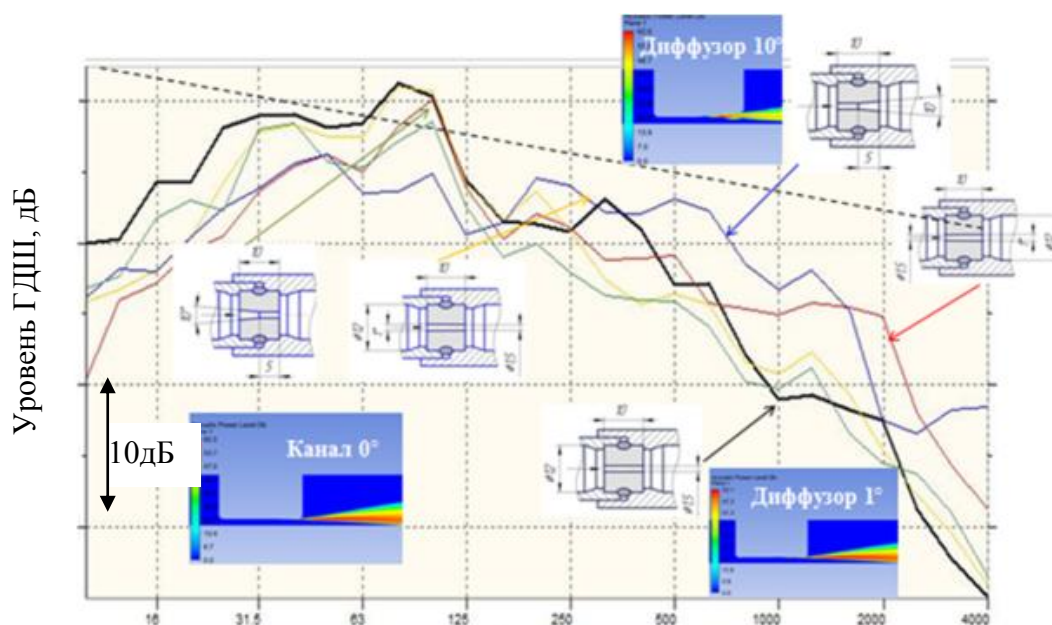


Рисунок 6. Зависимость ГДШ канала от его профиля

Этот вывод был подтверждён экспериментальными исследованиями на полноразмерном стенде, результаты которых представлены на рисунке 7.

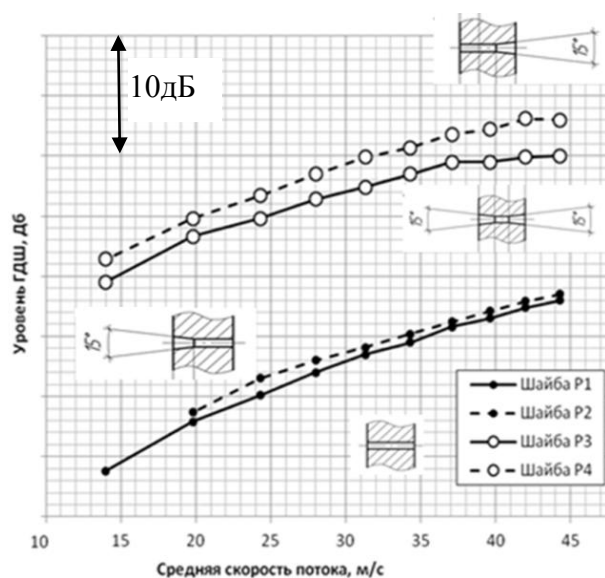


Рисунок 7. Уровни ГДШ шайб с каналами разной формы

Из рисунка видно, что, несмотря на снижение гидравлического сопротивления, при использовании диффузорного и конфузорного участков наименьший уровень ГДШ реализуется при строго цилиндрическом отверстии.

2 этап – выбор диаметра отверстий канала

С помощью анализа многочисленных экспериментов было определено, что в целях снижения уровней ГДШ необходимо уменьшать диаметр отверстий d (рисунок 8). Предельное наименьшее значение диаметра каналов определяется из условия турбулентного течения рабочей жидкости:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \geq 10^4,$$

где Re – число Рейнольдса; V – скорость течения в каналах ДрУ, зависящая от перепада давления на нём, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с. Использование каналов менее 1 мм не целесообразно по технологическим параметрам и из-за опасности возникновения облитерации. Таким образом, рекомендуется при скоростях рабочей жидкости в каналах ДрУ более 10 м/с принимать диаметр отверстия равным 1 мм.

3 этап – выбор расстояния между отверстиями ДрУ

Для определения расстояния между каналами необходимо воспользоваться минимальной пропускной площадью ДрУ,

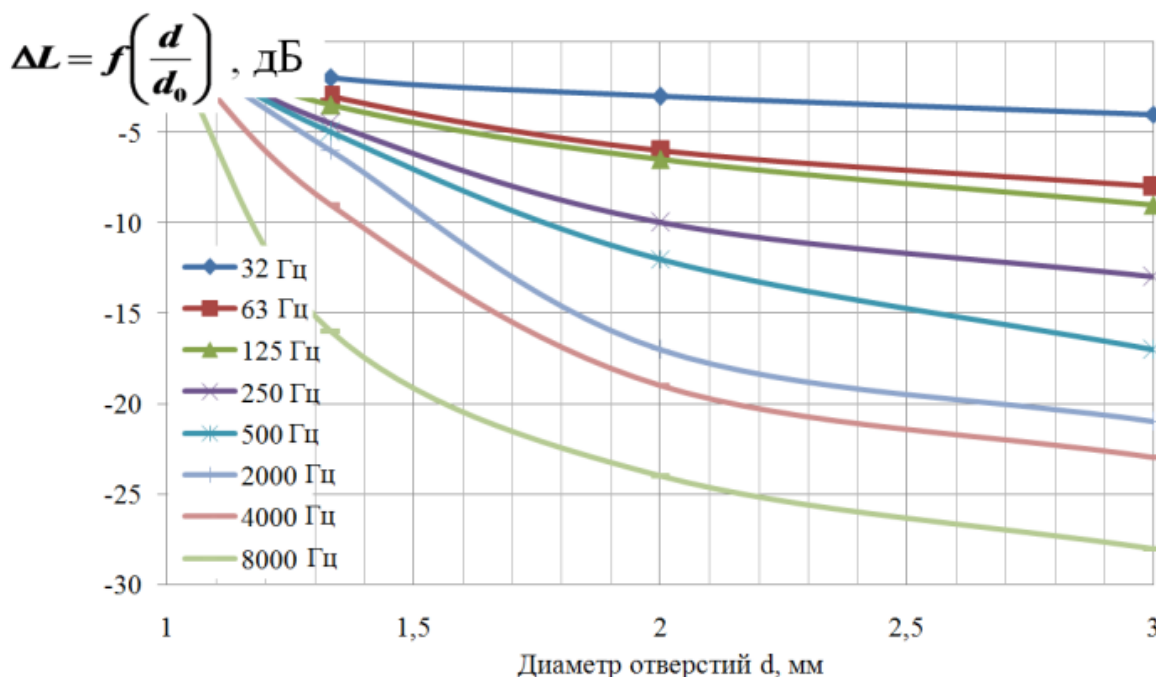


Рисунок 8. Зависимость изменения уровня ГДШ от относительного изменении диаметра каналов ($d_0=1$ мм) в 1/3 октавных полосах частот

заданной в исходных данных. При этом необходимы также сведения по габаритным ограничениям на максимальную площадь всего ДрУ. Поэтому сначала находится минимальный допустимый индекс перфорации:

$$P_{общ} = \frac{S_{min}^{ИСХ.}}{S_{Габ}},$$

где $S_{min}^{ИСХ.}$ – минимальная необходимая площадь открытого сечения ДрУ; $S_{Габ}$ – площадь ДрУ, ограниченная его максимальными габаритами, например $S_{Габ} = \pi D_{ДрУ} \cdot L_{ДрУ}$ при цилиндрическом ДрУ диаметром $D_{ДрУ}$ и высотой $L_{ДрУ}$.

Далее определимся с относительной закономерностью расположения отверстий. Для наиболее равномерного расположения выберем участок с отверстиями, расположенными в узлах гексагональной сетки, которую можно разбить на элементарные сегменты (равносторонние треугольники), как показано на рисунке 9.

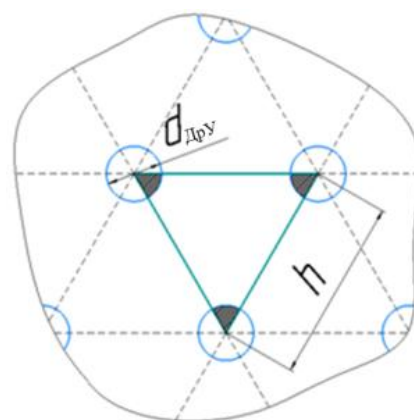


Рисунок 9. Элементарный сегмент ДрУ

Определим индекс перфорации данного элементарного треугольного сегмента в зависимости от относительного расстояния между каналами:

$$P_{\Delta} = \frac{0,5 \cdot S_{отс}}{S_{\Delta}} = \frac{\pi}{2\sqrt{3} \cdot \bar{h}^2},$$

где $S_{отс}$ – площадь одного отверстия ДрУ диаметром $d_{ДрУ}$; S_{Δ} – площадь равностороннего треугольника со стороной $h = h_{ДрУ}$; $\bar{h} = \frac{h_{ДрУ}}{d_{ДрУ}}$ – относительное

расстояние между каналами в дроссельном участке.

Приравнявая величины $P_{общ} = P_{\Delta}$, определяем $\bar{h}$:

$$\bar{h} = \sqrt{\frac{\pi \cdot S_{Габ}}{S_{исх.} \cdot 2\sqrt{3}}}.$$

Зная $\bar{h}$ и диаметр отверстий, определяем расстояние между каналами и полностью определяем размеры плоского ДрУ

$$h_{ДрУ} = \bar{h} \cdot d_{ДрУ}.$$

Влияние относительного расстояния между отверстиями на уровни ГДШ ЗРУ представлено на рисунке 10, из которого следует, что с увеличением этого расстояния уровни ГДШ снижаются.

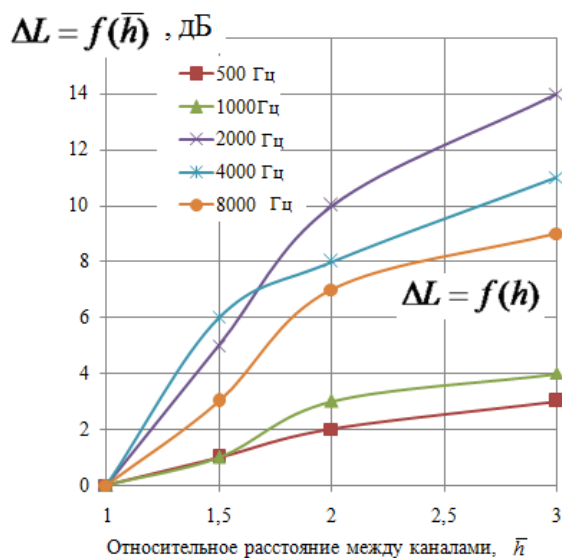


Рисунок 10 – Зависимость изменения уровня ГДШ от изменения относительного расстояния между каналами

Так как обычно, за исключением плоских золотников, используется цилиндрический участок ДрУ, поэтому для него необходимо

знать угловой шаг $\alpha_{ДрУ} = \frac{360 \cdot h_{ДрУ}}{\pi \cdot D_{ДрУ}}$ и шаг по

высоте $K_{ДрУ} = \frac{\sqrt{3} \cdot h_{ДрУ}}{2}$ (рисунок 11).

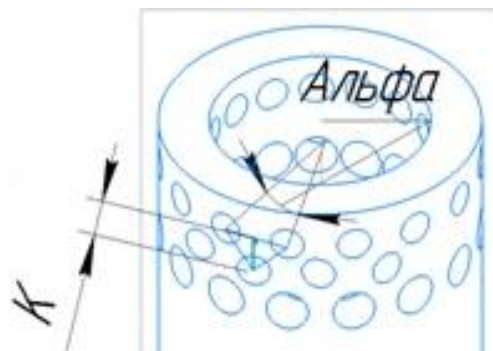


Рисунок 11. Цилиндрический ДрУ

После этого определены основные геометрические параметры дроссельного участка.

4 Заключение

Проведённое исследование влияния угла диффузора и длины диффузорной части проточного элемента показало, что наилучшей формой канала рабочего участка является цилиндрическая, а наличие диффузорного участка лишь дестабилизирует поток.

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования показали, что за счёт изменения геометрических параметров дроссельного участка арматуры можно уменьшить её ГДШ на 10-20 дБ в широком диапазоне частот.

Список использованных источников

- [1] IEC 60534-8_4 Industrial Process Control Valves – Noise Considerations 2015.
- [2] Ионов, А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах [Текст] / А.В. Ионов. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2000. – 348 с.
- [3] ГОСТ Р 50.2.038. – 2004 Оценивание погрешностей и неопределенности результата измерений [Текст] – Введ. 2004-10-27. – М.: Издательство стандартов, 2004. – 7 с.
- [4] Санчугуев, В.И. Методы обработки агрегатов и систем авиационной техники [Текст]: дис. ... докт. техн. наук: 05.07.07, 05.07.04 / Санчугуев Валерий Иванович. – Самара, 1998. – 298 с.
- [5] Снижение колебаний и шума в гидромеханических системах [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарянц [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2005. – 314 с.

[6] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.

[7] Зиневич, В.Д. Поршневые и шестеренные пневмодвигатели горношахтного оборудования / В.Д. Зиневич, Л.А. Гешлин. – М.: Недра, 1982. – 199 с.

[8] Арзуманов, Э.С. Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давлений [Текст] / Э.С. Арзуманов, В.Г. Скрипченко, Л.Н. Нисман. – М.: ЦИНТИ химнефтемаш, 1976. – серия ХМ–10. – 48 с.

[9] Globe/angle cage-guided control valves [Text] / Kentintrol brochure. – 2019. – 18 p.

DESIGN OF A LOW-NOISE THROTTLE SECTION FOR SHUT-OFF CONTROL VALVES

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

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

emasamara@gmail.ru

The article describes the main source of hydrodynamic noise (HDN) in shut-off and control valves and the mechanism of the occurrence of acoustic energy. The main geometric parameters of the throttle section with a cylindrical shape are considered: the shape of the channels of the throttle section, the diameter of the orifices of the channels and the distance between the channels. The stages of choosing these geometric parameters are described. Changes in these parameters significantly affects the HDN in control valves. The article presents the experimentally obtained dependences of the change in the HDN level on the relative change in the diameter of the channels of the throttle section and on the change in the relative distance between the channels in 1/3 octave frequency bands.

Keywords: hydrodynamic noise; shut-off and control valves; throttle section

References

- [1] IEC 60534-8_4 Industrial Process Control Valves – Noise Considerations 2015.
- [2] A.V. Ionov. Means to reduce vibration and noise on ships [Text] / A.V. Ionov. - St. Petersburg: Krylov State Research Centre, 2000. - 348 p.
- [3] GOST R 50.2.038. - 2004 Ocenivanie po-greshnostej i neopredelennosti rezul'tata izme-renij [Estimation of errors and uncertainty of the result of measurements] [Text] - Introduced. 2004-10-27. - Moscow: Izdatel'stvo standartov, 2004. - 7 p.
- [4] V.I. Sanchugov. Metody otrabotki agregatov i sistem aviacionnoj tekhniki [Methods for testing units and systems of aviation equipment] [Text]: doctoral dissertation: 05.07.07, 05.07.04 / V. I. Sanchugov - Samara, 1998. - 298 p.
- [5] A.A. Igolkin. Snizhenie kolebanij i shuma v gidromekhanicheskikh sistemah [Reduction of oscillations and noise in hydromechanical systems] [Text] / A.A. Igolkin, A.N. Kryuchkov, G.M. Makaryants and others. - Samara: Izd-vo SGAU, 2005. - 314 p.
- [6] V.P. Shorin. Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah [Elimination of oscillations in aviation pipelines] [Text] / V.P. Shorin. – Moscow: Mashinostroenie, 1980. – 156 p.
- [7] V.D. Zinevich. Porshnevye i shesterennye pnevmodvigateli gornoshahtnogo oborudovaniya [Piston and gear pneumatic motors of mining equipment] / V.D. Zinevich, L.A. Geshlin. – Moscow: Nedra, 1982. – 199 p.
- [8] E.S. Arzumanov. Snizhenie shuma i vibracii v reguliruyushchih organah klapanov dlya vysokih perepadov davlenij [Noise and vibration reduction in valve control elements for high pressure drops] [Text] / E.S. Arzumanov, V.G. Skripchenko, L.N. Nisman. - Moscow: CINTI him-neftemash, 1976. – 48 p.
- [9] Globe/angle cage-guided control valves [Text] / Kentintrol brochure. – 2019. – 18

ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГТД ДН80

**Прокофьев А.Б.,
Чернявский А.Ж.,
Ворох Д.А.,
Данилин С.А.,
Данилин А.И.**

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

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

arkadiy.chernyavskiy@vaz.ru,
aidan@ssau.ru

**Аксёнов А.Н.,
Максимовский С.Г.**

ПАО «Тюменские моторостроители»

Площадь Владимира
Хуторянского, г. Тюмень,
625007, Российская Федерация

Газотурбинные двигатели (ГТД) являются основой современных энергетических установок. На объектах ПАО «Газпром» применяются газоперекачивающие агрегаты с ГТД ДУ80 и ДН80 мощностью 25 МВт производства предприятия «Зоря–Машпроект». Данным ГТД характерны определённое несовершенство конструкции и недоведённость лопаточного аппарата 3 и 4 ступеней компрессора низкого давления (КНД), что влечет за собой преждевременный выход двигателей из эксплуатации и повышенные затраты на ремонт. Кратко описано измерительное устройство разработки Самарского университета ПРИЗ-1, которое использовалось для исследования вибрационных характеристик рабочих лопаток 3 и 4 ступеней КНД ГТД ДН80 в условиях испытательного стенда ПАО «Тюменские моторостроители». В статье приведены результаты выполненных бесконтактных измерений параметров деформационного состояния 3 и 4 лопаточных ступеней КНД ГТД ДН80: статического положения лопаток; амплитуды изгибных колебаний лопаток; зазоров между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса; амплитуды крутильных колебаний лопаток; изменения углов закрутки лопаток. Представлены примеры визуализаций измеренных параметров. Результаты исследований вибрационных характеристик лопаток КНД будут использованы в процессе конструкторско-технологических работ, направленных на доводку, повышение надёжности лопаточного аппарата и увеличение межремонтного ресурса ГТД ДН80.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; диагностика; надёжность; колебания; лопатка; дискретно-фазовый метод; сигнализатор; датчик

1 Введение

Газотурбинные двигатели (ГТД) являются основой современных энергетических установок в авиации, энергетическом машиностроении, судостроении и применяются в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов на магистральных газопроводах.

В целях повышения экономических показателей добычи и транспортировки газа компрессорные станции магистральных газопроводов оснащаются современными мощными газоперекачивающими агрегатами с приводными ГТД судового типа, имеющими высокие показатели надёжности,

назначенного ресурса и меньшую стоимость по сравнению с ГТД на основе авиационных газогенераторов. Примерами таких ГТД являются двигатели ДУ80 и ДН80 мощностью 25 МВт производства предприятия НПКГ «Зоря-Машпроект» (г. Николаев, Украина) [1]. На объектах ПАО «Газпром» эксплуатируется 61 газоперекачивающий агрегат, оснащённый ГТД типа ДУ80 и ДН80 [1].

Для применяемых в ПАО «Газпром» ГТД ДН80 характерны определённое техническое несовершенство конструкции и недоведённость лопаточного аппарата 3 и 4 ступеней компрессора низкого давления

(КНД). Недоведённость лопаточного аппарата порождает аварийные ситуации в эксплуатации и приводит к сокращению межремонтного ресурса ГТД. Выход турбоагрегата из строя ведёт к значительным материальным затратам на последующий капитальный ремонт.

Улучшить ситуацию по обеспечению требуемой надёжности лопаточного аппарата возможно двумя путями:

- проведением конструкторско-технологической доводки конструкции лопаточного аппарата, в т.ч. применением новых конструкционных материалов для изготовления лопаток;

- применением устройств – сигнализаторов предаварийного состояния лопаток, устанавливаемых на агрегатах, находящихся в эксплуатации. Сигнализаторы предназначены для формирования и выдачи превентивных сигналов о начале развития дефекта лопаток.

В настоящее время для ГТД ДН80 наиболее простое решение с заменой материала лопаток КНД 3 и 4 ступеней (сталь ЭИ962) на титановые сплавы не решило проблему преждевременного обрыва лопаток и дальнейшие работы сосредоточены на конструкторской доводке и диагностике проблемы.

Для исследования и контроля деформационного состояния лопаток эксплуатируемых турбоагрегатов известны различные методы и средства, среди которых выделяется бесконтактный дискретно-фазовый метод (ДФМ) [4–18], позволяющий определять индивидуальное состояние и параметры динамических перемещений каждой лопатки рабочего колеса турбоагрегата.

Многолетний опыт в разработке ДФМ-устройств и приборов для бесконтактного определения деформационного состояния лопаток на эксплуатируемых турбоагрегатах имеет коллектив НИЛ-43 Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королёва (Самарский университет).

В последних разработках НИЛ-43 [6, 9, 10, 12] используется модернизированный вариант ДФМ без использования корневых датчиков, информационные временные интервалы для каждой лопатки при этом определяются от временного положения оборотной роторной метки. Такая модификация ДФМ позволяет при минимальном объёме препарирования корпуса ГТД определять в online эксплуатационном режиме все характерные динамические параметры лопаток.

Приборы разработки Самарского университета использовались для диагностики состояния лопаток паровых турбин на ТЭЦ ВАЗа (г. Тольятти) и лопаток КНД ГТД в ПАО «Тюменские моторостроители» (г. Тюмень).

В частности, разработанное в Самарском университете измерительное устройство ПРИЗ-1 (перемещение, раскрутка, изгиб, зазор) было использовано для исследования вибрационных характеристик рабочих лопаток 3 и 4 ступеней КНД ГТД ДН80 в условиях испытательного стенда ПАО «Тюменские моторостроители».

Во время экспериментальных работ с помощью измерительного устройства ПРИЗ-1 были проведены бесконтактные измерения параметров деформационного состояния лопаток 3 и 4 ступеней КНД ГТД ДН80:

- статического положения лопаток (разношаговости);
- амплитуды изгибных колебаний лопаток по входной кромке, средней части и выходной кромке;
- зазоров между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса и их изменения в зависимости от частоты вращения ротора;
- амплитуды крутильных колебаний лопаток;
- изменения углов закрутки лопаток.

2 Исходные данные к проведению экспериментальных исследований

Измерительное устройство ПРИЗ-1, в основу работы которого положен дискретно-

фазовый метод со статистическим накоплением информации о временных моментах прохождения лопаток [6, 9, 10, 12], предназначено для определения деформационного состояния лопаток на реально работающем двигателе. В состав ПРИЗа входит комплект первичных преобразователей (датчиков), блок предварительной обработки сигналов (БПОС) и кабельные линии связи.

Измерительное устройство, реализованное на современном микроконтроллере, позволяет определять:

- амплитуды колебаний лопаток;
- смещения торцов лопаток от их средних рабочих положений;
- зазоры между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса ГТД;
- углы раскрутки торцов лопаток.

Результаты измерений, полученные в процессе испытаний ГТД, были записаны в базу данных (БД) на ПК с помощью специального программного обеспечения «Ротор». Графические зависимости, приведённые далее в статье, представляют собой выгрузки соответствующих данных из БД.

Для идентификации лопаток в контролируемом лопаточном колесе использован датчик оборотной метки индукционного типа ДТИ-240, генерирующий один электрический импульс за оборот ротора.

В соответствии с программой испытаний в корпусе двигателя были установлены по три датчика контроля состояния лопаток на каждую из контролируемых 3 и 4 ступеней КНД (рисунок 1). Один датчик расположен в зоне прохождения входных кромок торцов лопаток, второй – в зоне прохождения средней части (или оси кручения) торцов лопаток, третий датчик установлен в зоне прохождения выходных кромок торцов лопаток.

Для определения амплитуды колебаний лопаток, смещения торцов лопаток от их средних рабочих положений, зазоров между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса ГТД используется

средний датчик, представляющий собой вихрековый преобразователь.



Рисунок 1. Датчики, установленные на 3-й и 4-й ступенях КНД ДН-80

Для определения изменения угла закрутки (раскрутка) торцов лопаток используются два датчика (первый и третий), представляющие собой оптоэлектронные преобразователи.

Определение раскрутки торцов лопаток выполняется посредством измерения временных интервалов между датчиком 1 входной кромки и датчиком 3 выходной кромки с последующим отнесением полученного результата к текущему временному шагу между торцами лопаток. Перевод измеренных относительных временных величин к угловым параметрам осуществляется на основании выражения:

$$\Delta\alpha = \arctg\left(\frac{\tau P - d}{b}\right) - \alpha_0,$$

где b – расстояние между центрами датчиков входной и выходной кромок торцов лопаток по оси двигателя;

P – шаг установки лопаток в колесе;

τ – измеренный относительный временной интервал;

α_0 – угол закрутки периферийного сечения (торца) лопатки;

d – расстояние между центрами датчиков входной и выходной кромок торцов лопаток в диаметральной плоскости лопаточного колеса.

3 Определение амплитуды колебаний торцов лопаток 3-й и 4-й ступеней КНД на различных режимах работы

Результаты измерения амплитуды колебаний торцов всех лопаток **третьей ступени** приведены на рисунке 2.

Подробная визуализация амплитуд колебаний по средней части торцов лопаток в зависимости от оборотов ротора на примере лопаток № 1, 5, 7 и 16 показана на рисунке 3.

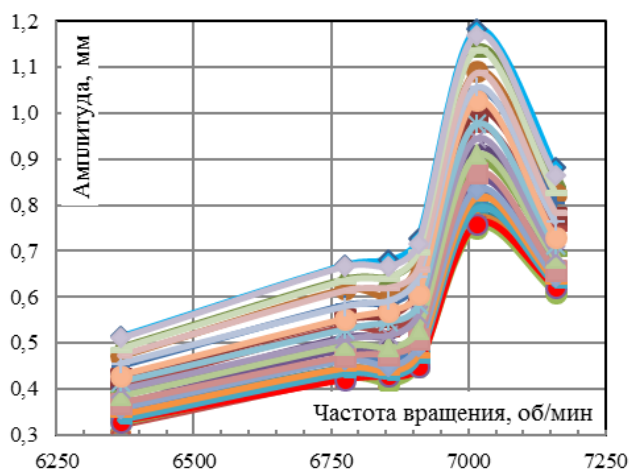


Рисунок 2. Сводный график амплитуд колебаний по средней части торцов всех лопаток

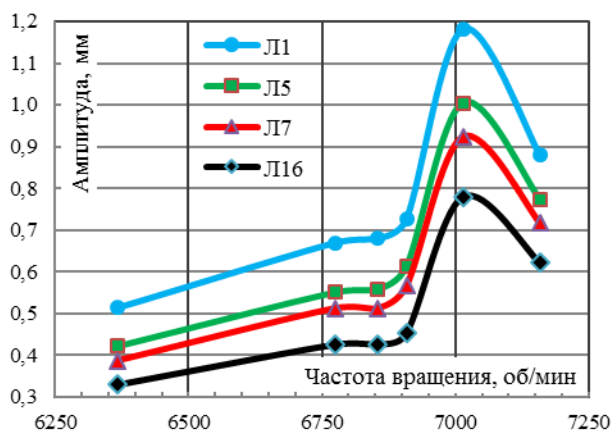


Рисунок 3. Амплитуды колебаний лопаток № 1, 5, 7 и 16 3-й ступени

Для тех же лопаток амплитуды колебаний выходной кромки приведены на рисунке 4.

Амплитуды колебаний выходной кромки и середины торца 7-й лопатки (пример) 3-й ступени, представленные на рисунке 5, имеют максимальные значения на разных

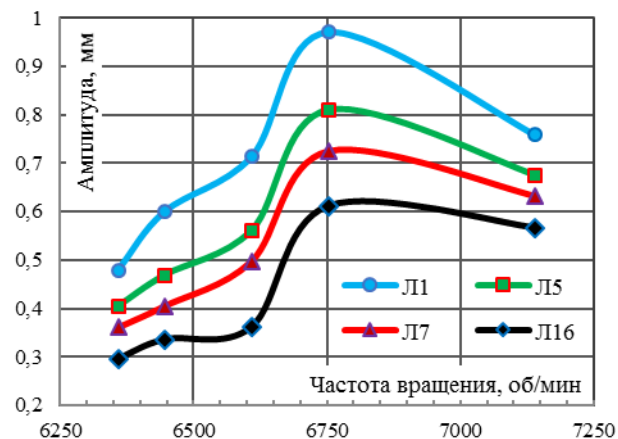


Рисунок 4. Амплитуды колебаний выходных кромок лопаток № 1, 5, 7 и 16 3-й ступени

частотах вращения ротора. Выходная кромка резонирует на частоте 6750 об/мин, а середина лопатки на частоте 7025 об/мин.

Необходимо отметить, что анализ совмещённых графиков изменения амплитуды колебаний выходной кромки и середины торцов лопаток 3-й ступени (рисунок 5) показывает увеличение (практически вдвое) амплитуды колебаний (по серединам, или по месту оси кручения торца лопатки) лопаток на рабочем режиме частот вращения ротора 6900...7100 об/мин.



Рисунок 5. Изменение амплитуды колебаний различных частей торца пера 7-й лопатки 3-й ступени

Подробная визуализация амплитуд колебаний по средней части торцов лопаток **четвёртой ступени** на примере лопаток № 1, 5 и 17 приведена на рисунке 6.

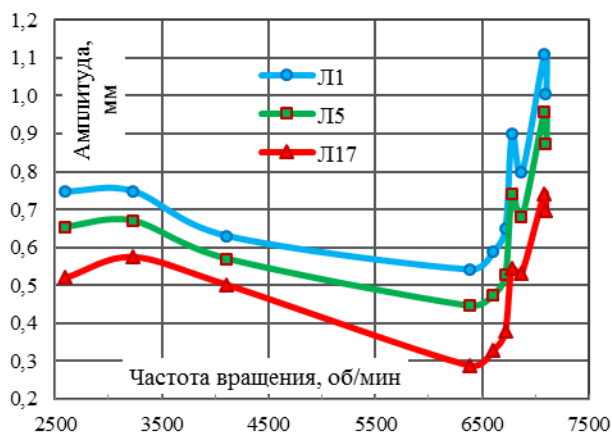


Рисунок 6. Амплитуды колебаний трёх лопаток № 1, 5 и 17 4-й ступени

Необходимо дополнительно отметить существование на графике зависимости изменения амплитуды колебаний лопаток двукратных минирезонансов на частотах 6780 и 7100 об/мин, которые могут оказывать дополнительное (практически импульсное) воздействие на динамическое состояние лопаток в узком диапазоне частот вращения ротора 6700...7100 об/мин.

При проведении экспериментальных исследований произошел незапланированный аварийный останов двигателя. Процесс изменения амплитуды колебаний лопаток 4-й ступени на аварийном останове, для примера, приведён на рисунке 7, из которого видны аномальные амплитуды колебаний лопаток.

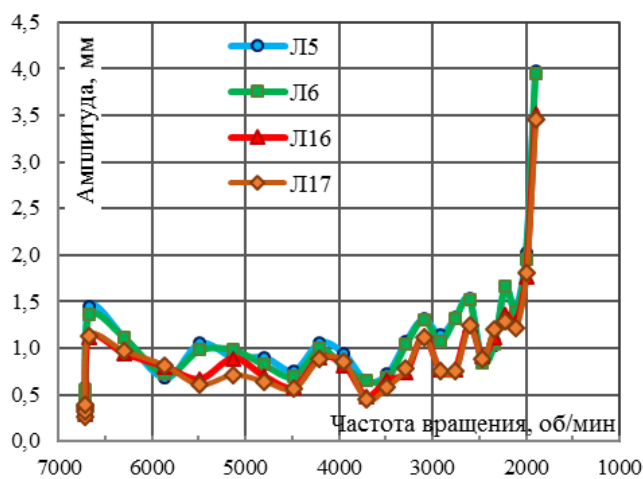


Рисунок 7. Подробная визуализация изменения амплитуды колебаний на примере лопаток № 5, 6, 16 и 17 4-й ступени при аварийном останове

4 Определение изменений зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 3-й и 4-й ступеней на различных режимах работы

Для измерения зазора между торцом лопатки и внутренней поверхностью корпуса двигателя использовался вихретоковый преобразователь (ВТП).

Погрешность измерения зазоров определяется амплитудными значениями сигналов, получаемых в результате взаимодействия ВТП с торцами контролируемых лопаток и складывается из нескольких составляющих:

- погрешности, обусловленной температурным влиянием на параметры ВТП;
- шумовой аддитивной составляющей в информационном сигнале;
- погрешностью оцифровки аналоговых сигналов;
- погрешностью аппроксимации градуировочной характеристики.

Результирующая приведённая (к максимальному значению зазора) относительная погрешность не превышает 4%.

Подробная визуализация изменений зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами на примере лопаток № 1, 10, 18 и 19 третьей ступени КНД при изменении частоты вращения ротора показана на рисунке 8.

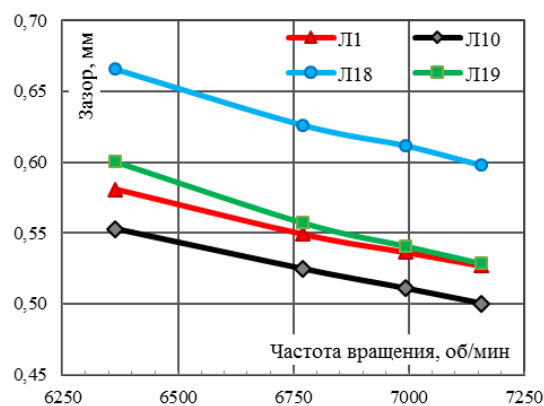


Рисунок 8. Изменение зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 3-й ступени

Далее, на рисунке 9, приведена визуализация изменения зазора по всем лопаткам при изменении частоты вращения ротора.

Подробная визуализация изменения зазора между внутренней поверхностью

корпуса двигателя и торцами лопаток на примере лопаток № 1, 5, 6, 7 и 16 **четвёртой ступени** КНД при изменении частоты вращения ротора приведена на рисунке 10.

На рисунке 11 приведена сводная диаграмма изменения зазора между

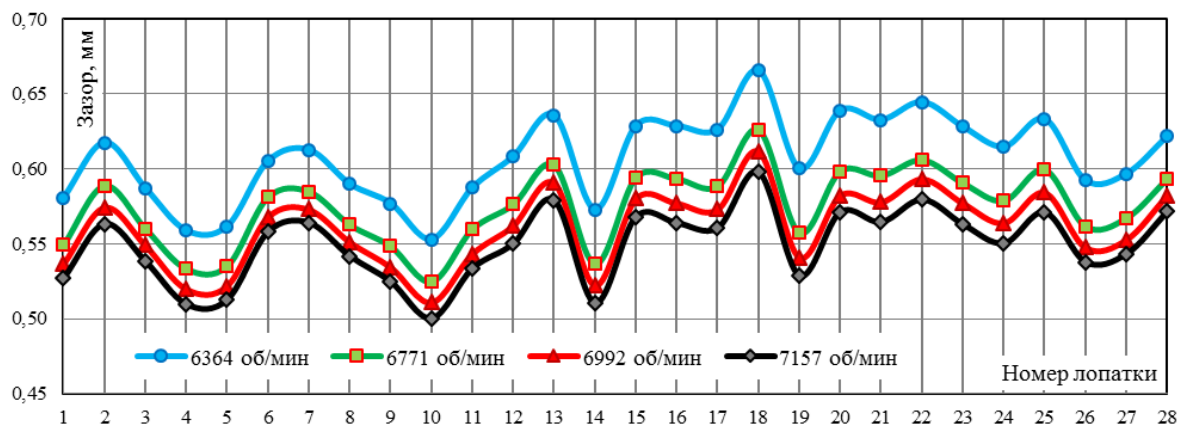


Рисунок 9. Визуализация изменения зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 3-й ступени при изменении частоты вращения ротора

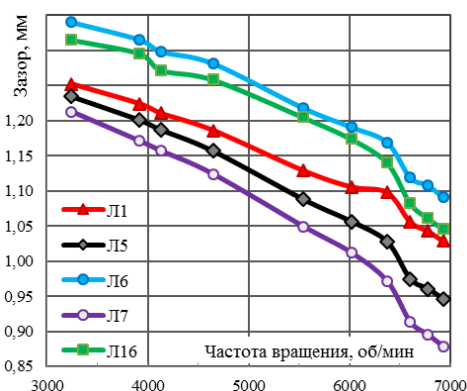


Рисунок 10. Изменения зазора между внутренней поверхностью корпуса двигателя и торцами лопаток на примере лопаток № 1, 5, 6, 7 и 16 4-й ступени

внутренней поверхностью корпуса двигателя и торцами всех лопаток колеса 4-й ступени при изменении частоты вращения ротора.

5 Определение изменения угла закрутки торцов лопаток 3-й и 4-й ступеней КНД на различных режимах работы

Для анализа изменения угла закрутки торцов пера лопаток **третьей ступени** КНД от частоты вращения ротора взяты лопатки с номерами №4, №12 и №16, выделяющиеся в

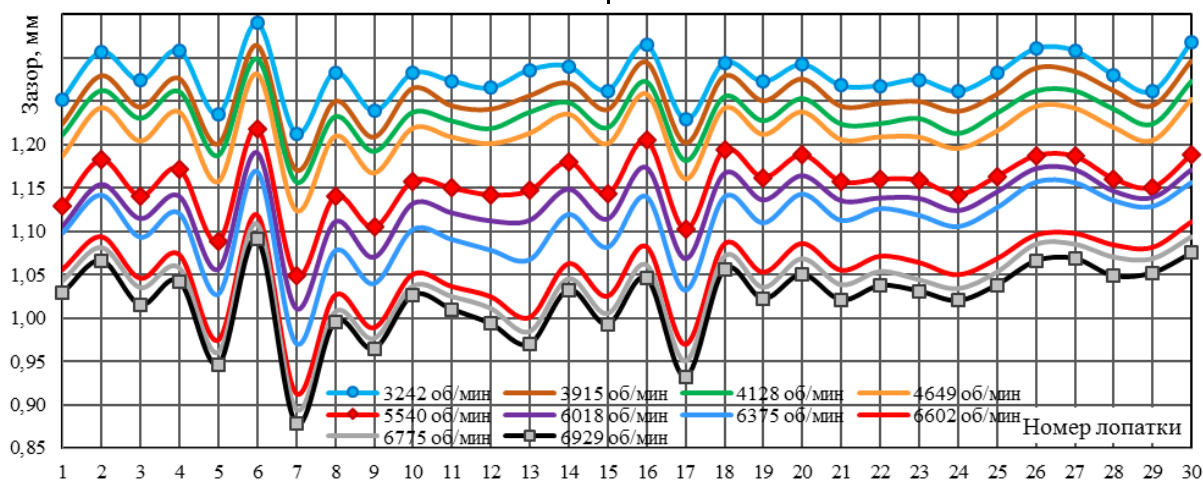


Рисунок 11. Визуализация изменения зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 4-й ступени при изменении частоты вращения ротора

лопаточном венце исходными значениями закрутки пера лопатки на режиме мощности $P \leq 0,5$.

Закон изменения угла закрутки пера лопатки от частоты вращения ротора, представленный на рисунке 12, – практически линейный.

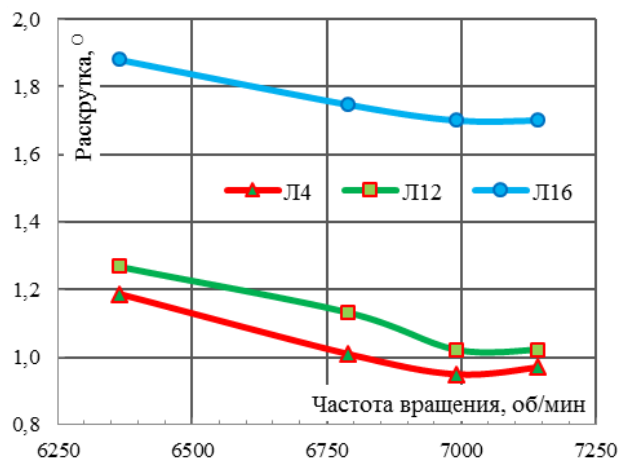


Рисунок 12. Визуализация изменения угла закрутки торцов лопаток 3-й ступени при изменении частоты вращения ротора

Для анализа изменения угла закрутки торцов пера лопаток **четвертой ступени** КНД от частоты вращения ротора взяты лопатки с номерами №4, №7 и №13, выделяющиеся в лопаточном венце исходными значениями закрутки пера лопатки на режиме мощности $P \leq 0,5$.

При изменении частоты вращения ротора на 1166 об/мин (5976...7142 об/мин) закрутка пера лопаток изменилась в среднем на величину $0,15^\circ$.

Закон изменения угла закрутки пера лопатки от частоты вращения ротора, представленный на рисунке 13, – практически линейный.

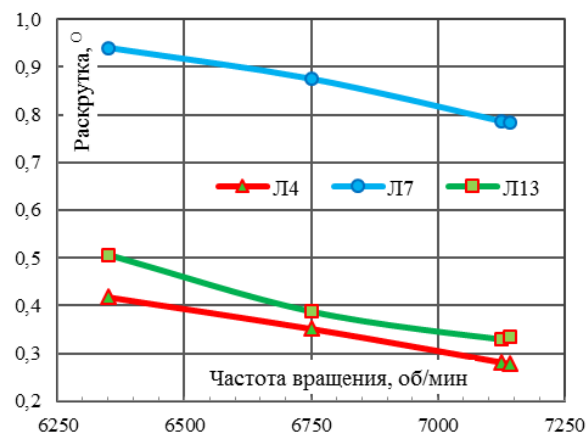


Рисунок 13. Визуализация изменения угла закрутки торцов лопаток 4-й ступени при изменении частоты вращения ротора

6 Статическое положение торцов лопаток в венце колеса 3-й и 4-й ступеней КНД на различных режимах ГТД

Под статическим положением торцов лопаток понимается их положение в лопаточном венце относительно положения оборотной метки.

Сравнительная визуализация статического положения торцов лопаток в венце колеса **третьей ступени** КНД на различных режимах ГТД приведена на рисунке 14, положения торцов лопаток в венце колеса **четвертой ступени** – на рисунке 15.

Можно отметить как характерное статическое положение лопаток с номерами 14, 15 и 16 в венце **третьей ступени**, также наблюдается незначительное изменение статического положения лопаток в венце в зависимости от частоты вращения ротора двигателя.

Характерными по статическому положению лопаток в венце **четвертой ступени** являются лопатки с номерами 2, 4, 7 и 13, 26, 27. Также наблюдается незначительное изменение статического положения лопаток в венце в зависимости от частоты вращения ротора двигателя.

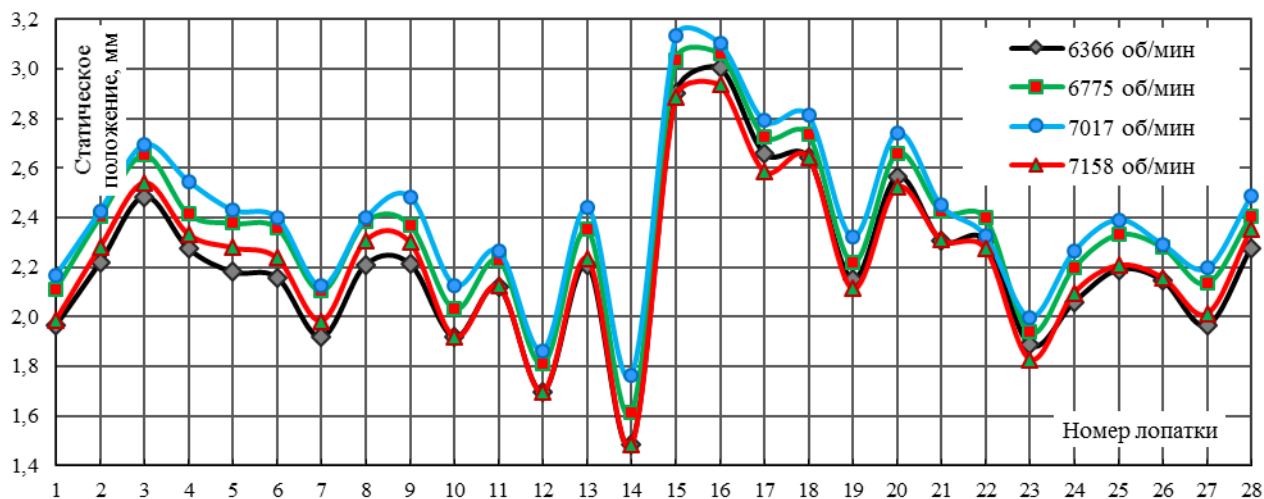


Рисунок 14. Статическое положение торцов лопаток третьей ступени КНД на различных режимах работы

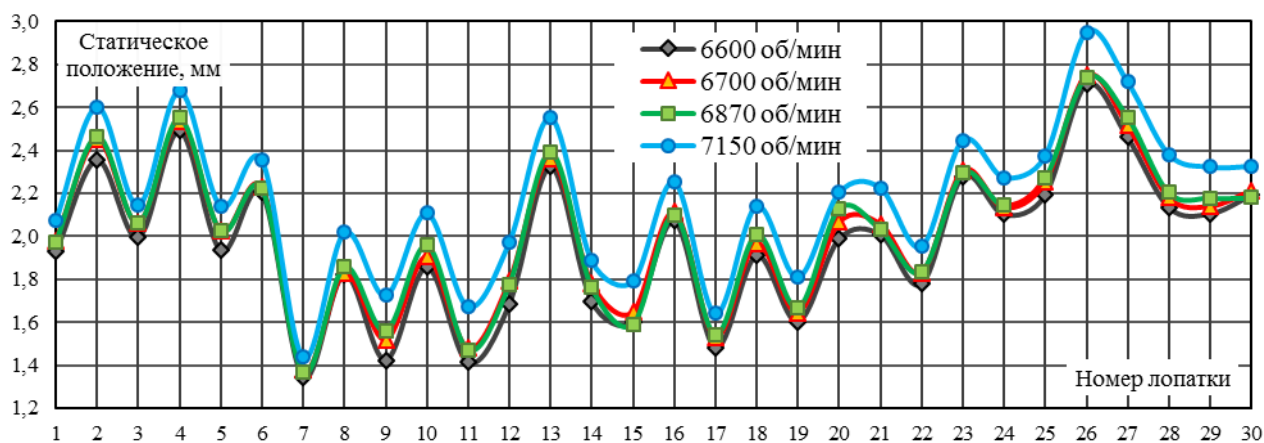


Рисунок 15. Статическое положение торцов лопаток четвертой ступени КНД на различных режимах работы

7 Заключение

Измеренные и зафиксированные параметры текущего динамического состояния каждой лопатки (амплитуда колебаний, зазор между торцом лопатки и внутренней поверхностью корпуса ГТД, изменение угла закрутки лопатки, разношаговость лопаток) позволяют в достаточной мере охарактеризовать ее эксплуатационное состояние.

Для получения более точных результатов измерений и однозначной нумерации лопаток желательно использовать обратную метку для привязки к положению ротора.

При сохранении указанных характеристик лопаточного колеса в БД компьютера в виде паспорта лопаток колеса возможно

проводить периодическое сравнение изменения этих характеристик по мере увеличения эксплуатационной наработки двигателя.

Результаты исследований вибрационных характеристик лопаток КНД, полученные в ходе экспериментальных исследований, будут использованы в процессе конструкторско-технологических работ, направленных на доводку, повышение надёжности лопаточного аппарата и увеличение межремонтного ресурса ГТД ДН80.

По результатам проведённых испытаний и на основании полученной информации возможна разработка сигнализатора предаварийных деформаций лопаток (СПДЛ) [6, 9, 10, 12] в виде отдельного аппаратного блока для каждого двигателя. В

качестве функций, выполняемых СПДЛ, необходимо предусмотреть создание и хранение в его автономной памяти паспорта лопаточного колеса, выявление и регистрацию возникновения лопаточных дефектов на работающем турбоагрегате.

Применение подобных приборов на эксплуатируемых ГТД позволит формировать объективную картину рабочего состояния каждой лопатки рабочего колеса, знать истинное отклонение их параметров от паспортных значений, получать информацию о скорости изменения зарегистрированного дефекта. Таким образом, полная информация о рабочих возможностях контролируемых вращающихся узлов позволит перейти к их эксплуатации по техническому состоянию.

Список использованных источников

- [1] Центрремонт № 1 (77), 2017 // Корпоративная газета ООО «Газпром центрремонт».
- [2] H. Jones. A nonintrusive rotor blade vibration monitoring system. International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition 1996, ASME Transactions 96-GT-84.
- [3] S. Heath, M. Imregun. A Survey of blade tip-timing measurement techniques for turbomachinery vibration // J. Eng. Gas Turbines Power 120(4), 1998. pp 784–791. doi: 10.1115/1.2818468.
- [4] M. Dowell, G. Sylvester. Turbomachinery prognostics and health management via eddy current sensing: Current developments, 1999.
- [5] A. von Flotow, M. Mercadal, P. Tappert. Health monitoring and prognostics of blades and disks with blade tip sensors // Proceedings of the 2000 IEEE Aerospace Conference, Vol. 6, 2000, pp 433–440.
- [6] Патент РФ № 2177145, МПК G01H 1/08 (2000.01). Сигнализатор предаварийных деформаций лопаток турбомашин. Данилин А.И., Чернявский А.Ж., Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С.П. Королёва (СГАУ). Заявл. 29.03.2000, опубл. 20.12.2001, бюл. № 35.
- [7] M. Zielinski, G. Ziller. Noncontact blade vibration measurement system for aero engine application. 17th Int. symp. on air-breathing engines, Munich, 2005, Paper No. ISABE-2005-1220.
- [8] C. Lawson, P. Ivey. Turbomachinery blade vibration amplitude measurement through tip timing with capacitance tip clearance probes // Sensors and Actuators A: Physical, 2005, Vol. 118, Issue 1, pp. 14–24, doi: 10.1016/j.sna.2004.07.002.
- [9] Данилин А.И., Адамов С.И., Чернявский А.Ж. Диагностика и контроль рабочего состояния лопаток паровых турбин // Электрические станции, 2007, № 7, с. 19–25.
- [10] Данилин А.И. Бесконтактные измерения деформационных параметров лопаток в системах контроля и управления турбоагрегатами. Самара: Изд-во Самар. науч. центра РАН, 2008. 218 с.
- [11] D. Cardwell, K. Chana, P. Russhard. The use of eddy current sensors for the measurement of rotor blade tip timing – sensor development and engine testing. ASME Turbo Expo 2008, ASME Paper GT2008-50792.
- [12] Данилин А.И., Чернявский А.Ж. Критерии дискретно-фазового контроля рабочего состояния лопаток и их реализуемость в системах автоматического управления турбоагрегатами // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. С.П. Королёва. – 2009. № 1(17). – С. 107–115.
- [13] M. Witoś, R. Szczepanik. Turbine engine health / Maintenance status monitoring with use of phase-discrete method of blade vibration monitoring // Solid State Phenomena, 2009, Vol. 147–149, 530–541. doi: 10.4028/www.scientific.net/ssp.147-149.530.
- [14] P. Procházka, F. Vaněk. Non-contact systems for monitoring blade vibrations of steam turbines. Int. conf. on noise and vibration engineering (ISMA) 2012, pp. 3359–3372.
- [15] Патент РФ № 2584723, МПК G01H 11/06. Способ определения параметров колебаний лопаток вращающегося колеса турбо-машины и устройство для его осуществления. Данилин А.И., Чернявский А.Ж., Данилин С.А. и др., Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С.П. Королёва. Заявл. 03.02.2015, опубл. 20.05.2016, бюл. № 14.
- [16] Патент США № 9810090, МПК H01L 21/00. Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice. Danilin A.I., Chernyavskij A.Zh., Danilin S.A. et al. Samara State Aerospace University. Priority date 3.02.2015, patent date 7.11.2017.
- [17] Чернявский А.Ж. Дискретно-фазовые преобразователи динамических перемещений лопаток для систем управления турбоагрегатов : дис. ... канд. техн. наук: 05.13.05. Самара: Самар. нац. исслед. ун-т им. акад. С.П. Королева, 2018. 178 с.
- [18] A. Chernyavskiy, A. Danilin and S. Danilin. The development of diagnostic methods of dynamic state of turbine units blades – new method for determining oscillation parameters. 2020 Int. Conf. on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM). Samara, Russia, 2020, 9243893, pp. 1–7, doi: 10.1109/DVM49764.2020.9243893.

VIBRATION CHARACTERISTICS OF LOW-PRESSURE COMPRESSOR BLADES OF GTE DN80

A.B. Prokofev,
A. Zh. Chernyavskiy,
D.A. Vorokh,
S.A. Danilin,
A.I. Danilin

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

arkadiy.chernyavskiy@vaz.ru,
aidan@ssau.ru

A.N. Aksenov,
S.G. Maksimovskiy

PJSC «Tyumenskie Motorostroiteli»

Vladimir Khutoryanskiy square,
Tyumen, 625007, Russian Federation

The contemporary power plants use gas-turbine engines (GTE) as the main part. The gas-turbine engines DU80 and DN80 performing a power of 25 MW manufactured by “Zorya-Mashproekt” are used as gas-compressor units at the facilities of PJSC “Gazprom”. The above mentioned GTEs possess a specific design drawback and poor characteristics of the 3rd and 4th stages low-pressure compressor (LPC) blade row, this leads to early engine malfunction and increased repair costs. The PRIZ-1 measuring unit developed by Samara University is briefly described. This unit was used to research the vibration characteristics of the GTE DN80 3rd and 4th LPC blade stages on the test bench of PJSC “Tyumenskie Motorostroiteli”. This article shows the results of the performed non-contact measurements of the deformation state parameters of the GTE DN80 3rd and 4th LPC blade stages: the static blades position; the blades bending oscillations amplitudes; the gaps between the blade tips and the inner surface of the housing; the torsional blades oscillations amplitudes; the changes in the blades twist angle. The examples of the measured parameters visualizations are presented. The results of the LPC blades vibration characteristics research will be used in the process of design and technological works aimed at tweaking, increasing the reliability of the blade row and the overhaul life of the DN80 gas turbine engine.

Keywords: gas-turbine engine; diagnostics; reliability; oscillations; blade; discrete-phase method; signaling device; sensor

References

- [1] TsentrRemont No.1 (77), 2017 // Corporate newspaper of “Gazprom TsentrRemont” LLC. (in Russian).
- [2] H. Jones. A nonintrusive rotor blade vibration monitoring system. International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition 1996, ASME Transactions 96-GT-84.
- [3] S. Heath, M. Imregun. A Survey of blade tip-timing measurement techniques for turbomachinery vibration // J. Eng. Gas Turbines Power 120(4), 1998, pp 784–791. doi: 10.1115/1.2818468.
- [4] M. Dowell, G. Sylvester. Turbomachinery prognostics and health management via eddy current sensing: Current developments, 1999.
- [5] A. von Flotow, M. Mercadal, P. Tappert. Health monitoring and prognostics of blades and disks with blade tip sensors // Proceedings of the 2000 IEEE Aerospace Conference, Vol. 6, 2000, pp 433–440.
- [6] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskiy. Pre-emergency deformations signalling device for turbomachine blades. Patent No. 2177145 Russian Federation, IPC G01H 1/08. Samara State Aerospace University named after acad. S.P. Korolev. Priority date 29.03.2000, patent date 20.12.2001. (in Russian).
- [7] M. Zielinski, G. Ziller. Noncontact blade vibration measurement system for aero engine application. 17th Int. symp. on air-breathing engines, Munich, 2005, Paper No. ISABE-2005-1220.
- [8] C. Lawson, P. Ivey. Turbomachinery blade vibration amplitude measurement through tip timing with capacitance tip clearance probes // Sensors and Actuators A: Physical, 2005, Vol. 118, Issue 1, pp. 14–24, doi: 10.1016/j.sna.2004.07.002.
- [9] A.I. Danilin, S.I. Adamov, A.Zh. Chernyavskii. Diagnostics and monitoring of the operating condition of steam-turbine blades // Power Technology and Engineering, 2007, Vol. 41, No. 5. Pp. 295-301.
- [10] A.I. Danilin. Non-contact measurements of the deformation parameters of the blades in the systems of control and management of turbine units. Samara: Publishing of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, 2008. 218 p. (in Russian).
- [11] D. Cardwell, K. Chana, P. Russhard. The use of eddy current sensors for the measurement of rotor blade tip timing – sensor development and engine testing. ASME Turbo Expo 2008, ASME Paper GT2008-50792.
- [12] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskiy. Criteria for discrete-phase control of the operating state of the blades and their feasibility in automatic control systems of turbine units. Vestnik of Samara State Aerospace University named after acad. S.P. Korolev. 2009. No. 1(17). pp. 107-115. (in Russian).

- [13] M. Witoś, R. Szczepanik. Turbine engine health / Maintenance status monitoring with use of phase-discrete method of blade vibration monitoring // Solid State Phenomena, 2009, Vol. 147-149, 530–541. doi: 10.4028/www.scientific.net/ssp.147-149.530.
- [14] P. Procházka, F. Vaněk. Non-contact systems for monitoring blade vibrations of steam turbines. Int. conf. on noise and vibration engineering (ISMA) 2012, pp. 3359-3372.
- [15] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskij, S.A. Danilin and A.A. Gretskov. Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice. Patent No. 2584723 Russian Federation, IPC G01H 11/06. Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev. Priority date 3.02.2015, patent date 20.05.2016. (in Russian).
- [16] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskij, S.A. Danilin and A.A. Gretskov. Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice. Patent No. 9810090 USA, IPC H01L 21/00. Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev. Priority date 3.02.2015, patent date 7.11.2017.
- [17] A.Zh. Chernyavskiy. Discrete-phase converters of the dynamic blades movements for turbine units control systems: Ph.D. thesis in Engineering Science. Samara: Samara National Research University named after academician S.P. Korolev, 2018. 178 p. (in Russian).
- [18] A. Chernyavskiy, A. Danilin and S. Danilin. The development of diagnostic methods of dynamic state of turbine units blades – new method for determining oscillation parameters. 2020 Int. Conf. on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM). Samara, Russia, 2020, 9243893, pp. 1-7, doi: 10.1109/DVM49764.2020.9243893.

Дилигенский Д.С.,
Новиков Д.К.,
Лёжин Д.С.,
Прохоров С.А.

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

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

diligen@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ УДАРНЫМ МЕТОДОМ

В данной работе описывается экспериментальный способ оценки коэффициента демпфирования на специально спроектированном стенде. Величина демпфирования определяется за счёт анализа переходного процесса. Данные при ударе записываются с помощью чувствительного датчика ускорения, устанавливаемого на спроектированное приспособление, в которое помещается тестовый объект – гидродинамический демпфер с упругим кольцом, конструкция которого часто используется в опорах роторов авиационных двигателей.

Ключевые слова: гидродинамический демпфер; диссипация; радиальный зазор; упругое кольцо; относительная амплитуда; коэффициент демпфирования; удар; переходный процесс

1 Введение

Гидродинамические демпферы нашли широкое применение в опорах роторов турбомашин [1]. К настоящему времени известно много теоретических моделей расчёта таких устройств, однако сведения об экспериментальной проверке весьма противоречивы. К тому же в опубликованных работах отсутствуют сведения о возможном учёте сил сухого трения по сопрягаемым поверхностям. Поэтому вопрос об экспериментальной оценке диссипативных свойств демпфера остается актуальным. В данной работе использован ударный способ оценки диссипативных свойств по анализу переходного процесса [2]. В качестве объекта исследования рассмотрен гидродинамический демпфер с упругим кольцом (рисунок 1), который сейчас часто применяется в опорах роторов авиационных ГТД (газотурбинный двигатель).

В этом демпфере диссипация возникает за счёт гидродинамического трения и

сухого трения, возникающего при контакте по выступам упругих колец.

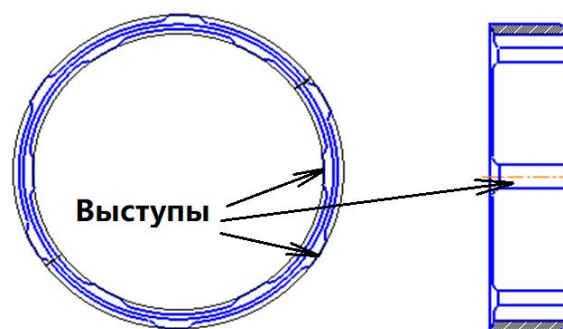


Рисунок 1. Схема упругого кольца

2 Стендовое приспособление

Для проведения тестов по определению коэффициента демпфирования использовалось специальное приспособление, которое представлено на рисунке 2.

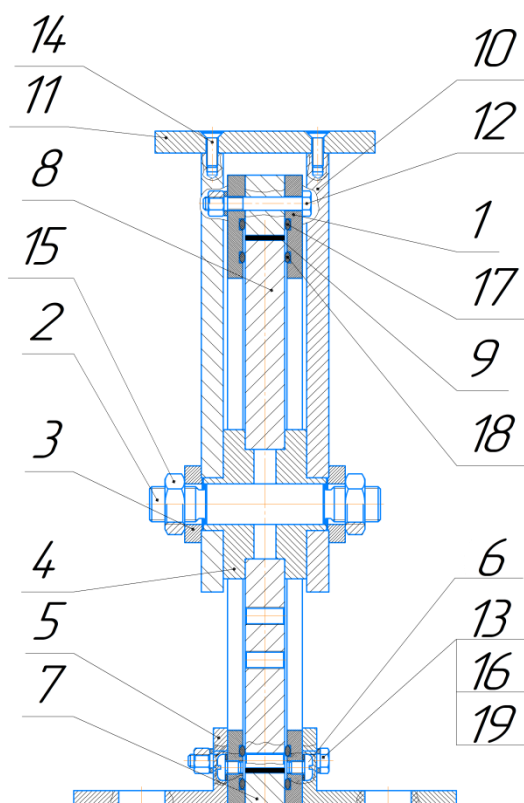


Рисунок 2. Сборочный чертёж приспособления для ударного стенда

1 – крышка; 2 – ось; 3 – втулки; 4 – переходные втулки; 5 – упоры; 6, 14 – винты; 7 – корпусная втулка; 8 – втулка вибратора; 9 – испытуемый демпфер; 10 – пластины; 11 – нагрузочная плита; 12, 13 – болты; 15, 19 – гайки; 16 – шайба; 17, 18 – уплотнительные кольца

Оно состоит из испытуемого демпфера 9, размещённого между корпусной втулкой 7 и втулкой 8 вибратора. Приспособление с помощью двух упоров 5 фиксируется на экспериментальном столе. По внутренней поверхности втулки вибратора беззазорно установлены две переходные втулки 4, на которые в свою очередь также беззазорно монтируются пластины 10, жёстко связанные с нагрузочной плитой 11 с помощью четырёх винтов 14. Пластины 10 жёстко связаны осью 2 с помощью пары втулок 3 и двух гаек 15. По торцам демпфер фиксируется с помощью крышек 1, в которых предусмотрены четыре резиновых уплотнительных кольца 17 и 18 (по два с каждой стороны). Весь демпферный пакет стягивается четырьмя болтами 12 с

гайками до упора в торец корпусной втулки 7. Между крышками 1 и втулкой вибратора предусмотрен торцовый зазор до 0,05 мм. Для проведения тестов с жидкостью также предусмотрены два сливных и одно входное отверстие, герметично закрываемые винтом с резиновой прокладкой 6.

Основная идея состоит в определении демпфирования по записи переходного процесса при ударе. Общая схема замеров при проведении экспериментов представлена на рисунке 3.

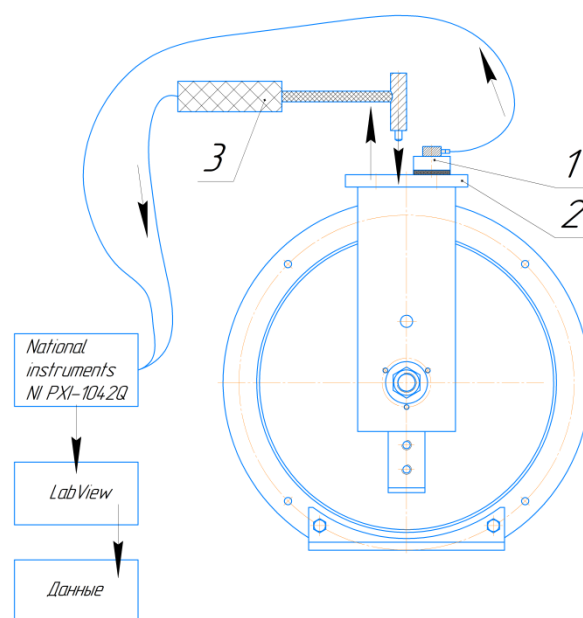


Рисунок 3. Схема измерения переходного процесса
1 – акселерометр; 2 – плита; 3 – датчик силы

На плите 2 закрепляется акселерометр 1 на магнитной опоре. Осевая чувствительность акселерометра составляет 10,1 мВ/г. По плите осуществляется удар произвольной незначительной силы с помощью измерительного молотка с бойком из стали. На конце молотка установлен датчик силы 3 с осевой чувствительностью 1,88 пКл/Н. Переходный процесс записывается с помощью измерительной системы National Instruments и обрабатывается на компьютере в программной среде Lab View.

Расчётная схема колебательной системы сводится к колебанию массы M на пружине жёсткостью C , где C – жёсткость демпфера, а масса M определяется массой всех колеблющихся элементов системы. Масса M состоит из следующих (рисунок 2) элементов:

- вибратор поз. 8 (6,075 кг);
- две переходные втулки поз. 4 (0,664 кг);
- две пластины поз. 10 (2,352 кг);
- нагрузочная плита поз. 11 (0,76 кг);
- ось поз. 2 (0,17 кг);
- две гайки поз. 15 (0,058 кг);
- втулка поз. 3 (0,08 кг);
- 4 винта поз. 14 (0,008 кг);
- упругое кольцо поз. 9 (0,15 кг).

Путём взвешивания указанных элементов для колеблющейся массы получена величина в 10,317 кг (без учёта массы датчика).

3 Принцип определения коэффициента демпфирования

Логарифмический декремент колебаний Λ определяется из экспериментальной кривой затухания (рисунок 4) в соответствии со схемой переходного процесса по следующей формуле:

$$\Lambda = \ln \frac{A(t)}{A(t+T_*)}, \quad (1)$$

где $A(t)$ – амплитуда в момент времени t , T_* – период между двумя соседними амплитудами.

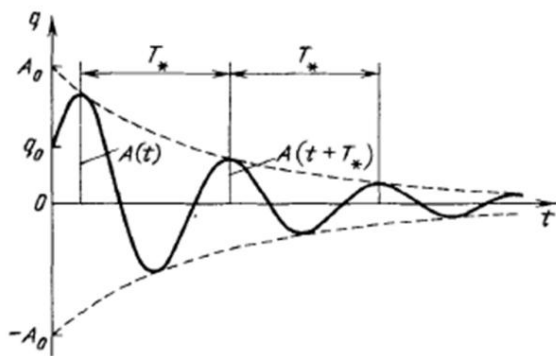


Рисунок 4. Схема переходного процесса

Согласно [3] логарифмический декремент колебаний связан с коэффициентом демпфирования d , массой M и жёсткостью C следующей формулой:

$$\Lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{\sqrt{4 \cdot M \cdot C - d^2}}.$$

Возведя обе части этого уравнения в квадрат и разрешая его относительно d , получим для коэффициента демпфирования следующее выражение:

$$d = 2 \cdot \Lambda \cdot \sqrt{\frac{M \cdot C}{4 \cdot \pi^2 + \Lambda^2}}.$$

В общем виде описываемый колебательный процесс затухающего колебания с постоянной частотой и постепенно убывающей амплитудой будет выглядеть аналогично представленному на рисунке 4.

На практике при анализе данных с акселерометра процесс затухания будет выглядеть следующим образом (рисунок 5).

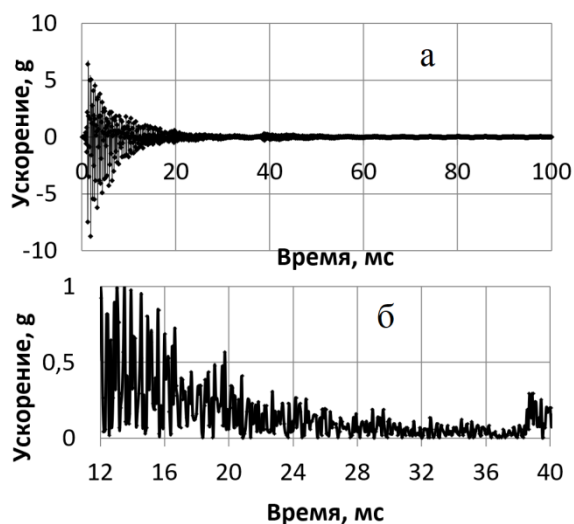


Рисунок 5. Пример переходного процесса ударного эксперимента (а) и увеличенный вид (б) с амплитудой по модулю

Использование уравнения (1) невозможно из-за сложности определения соседних пиков колебаний, относящихся к затуханию непосредственно массы, подвешенной через упругое кольцо,

однако возможно построить аппроксимацию огибающей кривой затухания (пунктирная линия на рисунке 4), которая определяется следующей функцией:

$$A_{\max} = \pm A_0 \cdot e^{-h \cdot t_{\max}}, \quad (2)$$

где A_0 – начальное значение функции огибающей, $A_{\max}$ и $t_{\max}$ – значения ускорения и времени момента затухания, h – коэффициент затухания, который определяется по формуле

$$h = \frac{d}{2 \cdot m},$$

где m – колеблющаяся масса.

Проведя логарифмирование частей уравнения (2), получим:

$$h = \frac{\ln(A_{\max})}{\ln(A_0) \cdot t_{\max}}. \quad (3)$$

Для определения значения коэффициента h необходимо точно знать амплитуду в момент начала колебательного процесса – A_0 и момент окончания затухания $t_{\max}$, что ограничено чувствительностью приборов и чистотой эксперимента.

На практике принято рассматривать момент затухания как момент прохода колебательного процесса относительного порогового значения в 5% от $A_{\max}$ [2]. Однако для чистоты получаемых результатов данные были проанализированы для порога в 4%, 3%, 2% и 1%. Предполагается, что снижение порогового значения, определяемого как окончание процесса затухания, повышает точность, однако наличие естественного фонового шума, а также чувствительность аппаратуры и особенности конструкции приспособления могут не только осложнить процесс определения $t_{\max}$, но и увеличить погрешность анализа.

Необходимо также проводить нормировку по величине A_0 , тогда в конечном варианте для 5% порога уравнение (3) примет следующий вид:

$$h = -\frac{\ln(0,05)}{t_{\max}}, \quad (4)$$

где 0,05 определяется принятой величиной порога в 5%. То есть при анализе порога в 4%, 3%, 2% или 1%, в числителе будут находиться натуральные логарифмы $\ln(0,04)$, $\ln(0,03)$, $\ln(0,02)$, $\ln(0,01)$ соответственно. При этом значение $t_{\max}$ будет каждый раз разным, и определять его надо графически.

Для определения коэффициента демпфирования d была произведена серия тестов для 4 вариантов компоновки приспособления (рисунок 6).

В первоначальном варианте определялся коэффициент d свободно установленного кольца (рисунок 6, а). При этом демпфирование происходит за счёт сухого трения по выступам упругих колец. Конечным этапом является испытание с различными типами жидкостей (вода, масло АМГ, ИПМ-10) (рисунок 6, г).

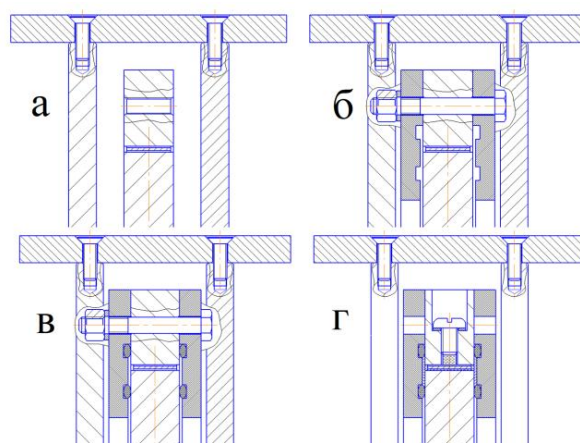


Рисунок 6. Варианты компоновок ударного стенда:
а) свободное демпферное кольцо; б) торцевые крышки; в) крышки и уплотнительные кольца; г) крышки, уплотнительные кольца и смазка

Однако, для того, чтобы отделить величину d , формирующуюся за счёт смазки, от величины d , создающейся от трения упругого кольца, требуется дополнительная серия тестов с компоновкой согласно рисунку 6, в, включающей две пары резиновых уплотнительных колец. Также это

позволит определить величину d , формирующуюся за счёт работы резиновых уплотнительных колец.

Анализ данных начальной компоновки свободно установленного кольца (рисунок 6, а) показал наличие вторичного всплеска (рисунок 7, отмечено стрелкой).

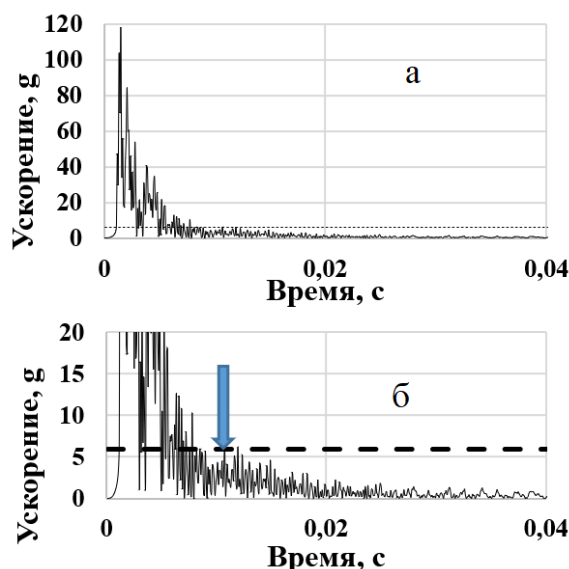


Рисунок 7. Пример переходного процесса:
а) общий вид; б) увеличена окрестность порога 5%

Кольцо в свободной форме может совершать дополнительные осевые колебания, для устранения которых в конструкцию были добавлены боковые пластины с зазором по вибратору (рисунок 6, б) в 0,05 мм.

Данные, полученные для конфигурации с боковыми пластинами (рисунок 8) Ошибка! Источник ссылки не найден., не содержат вторичного всплеска. Анализ данной конфигурации позволяет получить коэффициент d упругого кольца только от сухого трения.

Анализ данных проводился для различной точности (5%–1%). Все значения ускорения взяты по модулю. На графиках даны 5 горизонтальных линий, определяющих порог точности. Величина порога определяется для каждого теста по максимальной величине зарегистрированной амплитуды — A_0 . Момент времени $t_{\max}$ определяется по

последнему пику ускорения выше рассматриваемого порога точности. Таким образом, при одном и том же значении A_0 определяется 5 величин $t_{\max}$. Соответственно, для каждого теста по уравнениям (3) и (4) определяется 5 значений коэффициентов h и d .

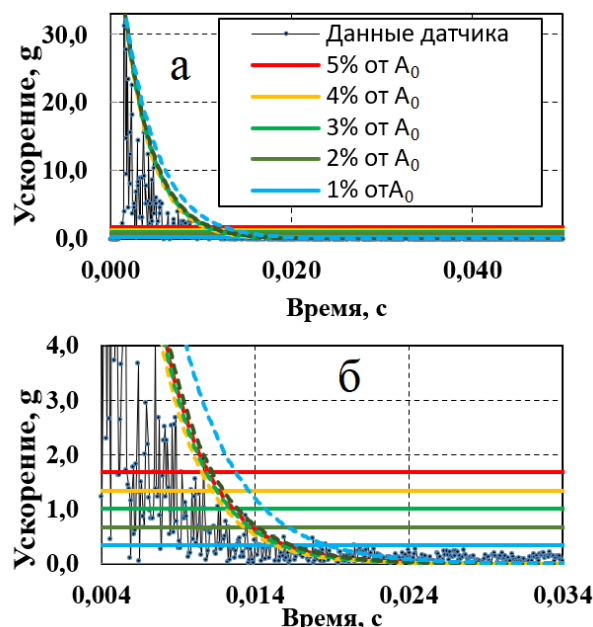


Рисунок 8. Переходный процесс затухания:
а) общий вид; б) увеличенный фрагмент

Для данной конфигурации с боковыми пластинами было проведено 20 тестов с различной амплитудой удара по верхней пластине (рисунок 9).

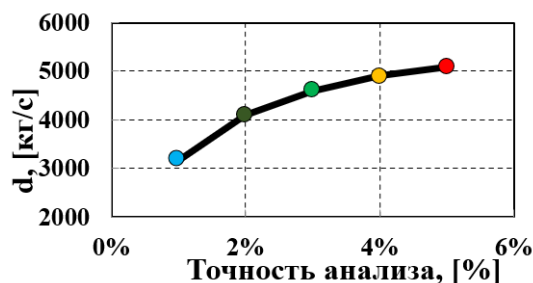


Рисунок 9. Значения коэффициента демпфирования с различной точностью (5%–1%) для компоновки с боковыми пластинами

Следующим этапом является анализ коэффициента d в компоновке с парой уплотнительных резиновых колец. Была проведена серия из 30 тестов с ударом по

пластине. Данные по средним значениям d приведены на рисунке 10.

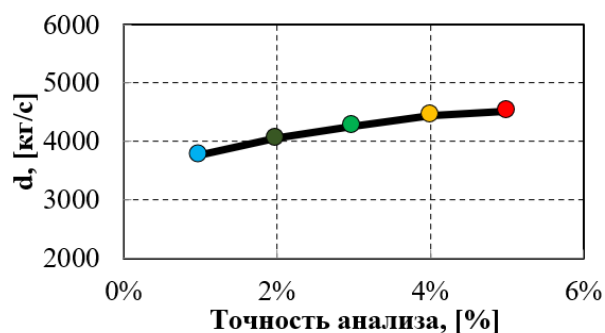


Рисунок 10. Значения коэффициента демпфирования для компоновки с боковыми пластинами и резиновыми кольцами

Аналогичная серия испытаний была произведена для компоновки с жидкостью. Данные по средним значениям d приведены на рисунке 11.

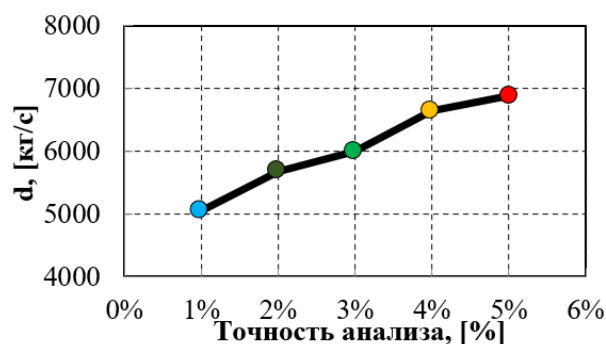


Рисунок 11. Значения коэффициента демпфирования для компоновки с боковыми пластинами, резиновыми кольцами и жидкостью

Проведённый анализ точности для разных компоновок показал общую тенденцию – снижение величины коэффициента демпфирования d по мере увеличения точности анализа, при этом зависимость имеет нелинейный характер. Подобное поведение объясняется приближением к границе разрешающей способности используемого измерительного оборудования.

Предполагаемая схема работы демпфирования изображена на рисунке 12. На схеме отмечено 3 элемента, определяющих суммарную величину

демпфирования: d_1 – упругое кольцо, d_2 – смазка, d_3 – резиновые кольца.

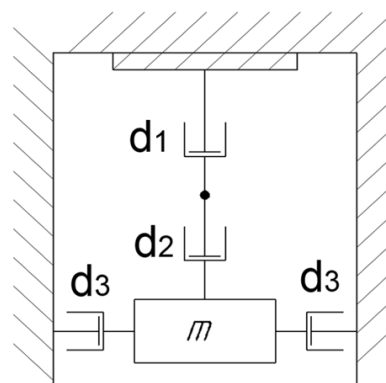


Рисунок 12. Схема демпфирования в компоновке с резиновыми кольцами и смазкой

Из имеющихся измерений получено:

$$d_1 = 4900 \text{ кг/с (точность 4\%);}$$

$$d_1 + d_3 = 4435 \text{ кг/с (точность 4\%);}$$

$$d_1 + d_2 + d_3 = 6600 \text{ кг/с (точность 4\%).}$$

Измерение величины d_3 отдельно не представляется возможным, так как при исключении из схемы упругого кольца масса вибратора окажется жёстко связанной со статором.

Примем, что демпфирование суммируется последовательно, в таком случае величина коэффициента демпфирования от смазки $d_2 = 2165 \text{ кг/с}$.

4 Оценка фоновых шумов

Проведём дополнительно тест для определения уровня естественных шумов, регистрируемых оборудованием. Для этого установим датчик на сторонний объект, связанный со стендом. Удар молотком произведём по пустому токарному столу, где ранее было установлено стендовое приспособление с упругим кольцом. Полученные данные приведены на рисунке 13.

Согласно полученным данным средний уровень шума (он показан горизонтальной линией) составляет $0,00358g$, что оказывается достаточно близко к границам

точности измерения в 1% и 2%. При низкоамплитудных ударах (4–7g) величина

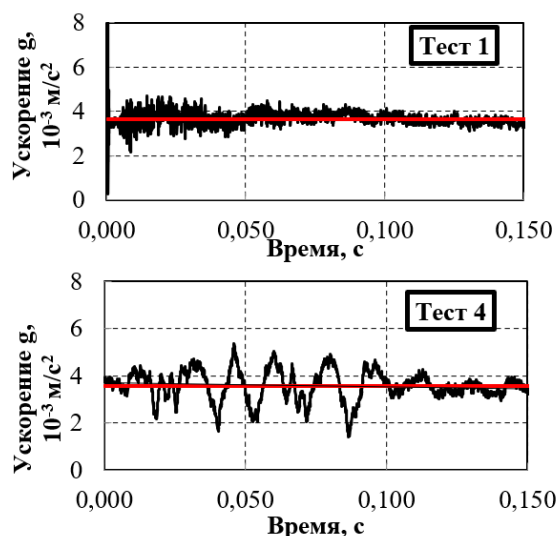


Рисунок 13. Примеры тестов фонового шума

фонового шума составляет от 5% до 9% от границы точности в 1%. При высокоамплитудных ударах (8–30g)

величина фонового шума составляет от 1% до 4,5% от границы точности в 1,2%. Таким образом, увеличение точности анализа данных с акселерометра осложняется приближением к порогу фонового шума, фиксируемого акселерометром.

Список использованных источников

- [1] Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. 335 с.
- [2] Прохоров С.А. Аппроксимативный анализ случайных процессов: 2-е изд., перераб. и доп. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2001. 380 с.
- [3] Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: учебное пособие. Москва, 1976. 239 с.

D.S. Diligenskiy,
D.K. Novikov,
D.S. Lezhin,
S.A. Prokhorov

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

diligen@mail.ru

EXPERIMENTAL STUDY OF DISSIPATIVE PROPERTIES IN SQUEEZE FILM DAMPER BY USING THE IMPACT METHOD

This paper describes an experimental method to define the damping coefficient using a specially designed test device. The damping coefficient is defined through the transient analysis. Impact data is recorded using a sensitive acceleration sensor mounted on the device where a test object is placed – a squeeze film damper with an elastic ring, the design of which is often used in aircraft engine rotor supports.

Keywords: *squeeze film damper; dissipation; radial gap; elastic ring; relative amplitude; damping coefficient; impact; transient process*

References

- [1] Belousov A.I., Balyakin V.B., Novikov D.K. Teoriya i proektirovanie gidrodinamicheskikh dempferov opor rotorov. Samara: published by Samara scientific center RAS, 2002. 335 pp. (In Russian)
- [2] Prokhorov S.A. Approksimativnij analiz sluchajnyh processov: 2-nd edition.: Samara.: published by Samara scientific center RAS, 2001. 380 pp. (In Russian)
- [3] Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mehanicheskikh kolebanij: uchebnoe posobie. Moscow, 1976. 239 pp. . (In Russian)

АНАЛОГОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЁМНОГО НАСОСА: РАЗДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКА КОЛЕБАНИЙ РАСХОДА И СИСТЕМЫ ПАССИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Рекадзе П. Д.

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

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

rekadze.pd@ssau.ru

В существующих моделях расчёта динамических характеристик объёмных насосов используются обобщённые параметры проточной части, такие как длина патрубка, характерный объём полостей, хотя проточная часть реального насоса включает в себя как источник колебаний расхода, так и разветвлённую систему пассивных элементов проточной части. Теоретическое исследование динамических характеристик объёмных насосов необходимо начинать с задачи узлового разделения источника колебаний расхода и системы элементов проточной части с целью моделирования парциальных динамических свойств насоса. Для разделения источника колебаний и системы элементов проточной части на примере шестерённого насоса внешнего зацепления применён экспериментальный подход с использованием свойства последовательного резонансного контура. Проведённое экспериментальное исследование с использованием динамических аналогий, приёмов классической логики и методов теории цепей позволило определить узел соединения источника колебаний и системы пассивных элементов проточной части на схеме замещения, а в графическом изображении проточной части насоса – определить соответствующее сечение.

Ключевые слова: насос; гидродинамика; проточная часть; схема замещения; источник колебаний расхода; узел; динамические аналогии

1 Введение

Объёмные гидронасосы – это механизмы преобразования механической энергии в гидравлическую, это важнейшие агрегаты систем силового гидропривода, они определяют эффективность системы, её надёжность и ресурс.

Шестерённый насос (ШН), как один из самых востребованных типов объёмных гидронасосов. Его работу в гидросистеме сопровождают интенсивные высокочастотные и высокоамплитудные колебания давления рабочей среды, вызывающие вибрацию корпусов и присоединённых трубопроводов, приводящие к повышенному износу подпятников, зубьев шестерён, разрушению вала ведущей шестерни ШН. При этом основными источниками высокочастотных (100...2000 Гц) и высокоамплитудных (до

40...60% от среднего давления) колебаний давления рабочей среды в насосе являются механизм вытеснения жидкости из межзубовых камер (МК) и процесс разгрузки запертого объёма (ЗО). Частотные свойства ШН определяют качественный и количественный характер колебаний давления за насосом, а значит и существенно влияют на срок службы.

Проточная часть ШН с точки зрения гидродинамики генерирует расход в виде периодической функции времени и представляет собой сложную комплексную проводимость для колебаний рабочей среды.

При исследовании характеристик насоса с конца XX века появилась возможность определять его установившиеся динамические (собственные) характеристики: пульсации расхода/давления и комплексную проводимость/сопротивление [1,2].

Указанные полости и каналы оказывают влияние не только на генерируемый расход ШН, но и на комплексную проводимость насоса. Теоретическое исследование динамических свойств объёмного насоса начинается с создания гидродинамической схемы замещения, в которой необходимо выделить активный элемент (источник колебаний расхода) и систему пассивных элементов проточной части, ограниченных выходным фланцем.

Анализ многочисленных работ, проведённый Ю.В. Кулешковым [3,4], показал, что на данный момент основная масса работ по расчёту, моделированию и экспериментальному определению колебаний рабочей среды за объёмным насосом характеризуется неоднозначными и порою противоречивыми результатами ввиду того, что:

1) разделение гидравлической цепи на участки в виде источника колебаний и системы элементов проточной части происходит условно [2], хотя в работах Е.М. Юдина [5] и D.N. Johnston [6] указывается, что в ШН пульсации потока возникают в области зацепления зубьев. При этом с использованием методов вариации нагрузок или второго источника характеристики насоса, как правило, определяются по методу эквивалентного генератора в сечении по фланцу напорного патрубка насоса или близкому к нему сечению. Такой подход допустим при экспериментальном определении собственных динамических свойств насоса, но при проектировании и детерминированном расчёте ресурса необходимо однозначное разделение источника колебаний и системы элементов проточной части;

2) модель насоса, генерирующего независимые колебания расхода, описывается с использованием понятия импеданса (комплексного сопротивления) [12,13], хотя согласно стандартизованным положениям динамики необходимо использовать понятие проводимости [14];

3) насос объёмного типа принимается рядом авторов и как источник колебаний давления [7], и как источник колебаний расхода [8,10,11], что противоречит классическим положениям динамики активных элементов [1,15]. При этом в программном продукте PRASP, разработанном университетом г. Бат [16], объёмный насос предлагается рассматривать по модели идеального источника колебаний расхода, пренебрегая зазорами и их изменением с течением времени;

4) в моделях расчёта динамических характеристик насоса используются обобщённые параметры проточной части, такие как длина патрубка и некий характерный объём полостей [16,17], хотя первые отечественные модели объёмных насосов [18] и их поздние программные реализации [19] характеризовались весьма обширным комплексом параметров работы насоса.

Периодический принцип вытеснения рабочей жидкости из рабочей клетки предопределяет переменный объём внутренних полостей, влияние которых также необходимо оценить в будущих работах в процессе расчёта комплексной проводимости насоса.

Решение комплекса проблем аналогового моделирования объёмных насосов со сложной системой разветвлённых проточных и непроточных каналов требует цикла соответствующих исследований, на одном из которых остановимся ниже.

2 Постановка задачи и метод исследований

В процессе совершенствования конструкции объёмного насоса, аналогового моделирования его элементов и при расчёте собственных динамических характеристик возникает необходимость разделить источник колебаний расхода и остальную систему элементов проточной части.

Таким образом, необходимо решить задачу: экспериментально определить узел разделения источника колебаний и системы

элементов проточной части и показать соответствующее сечение в графическом изображении проточной части насоса.

Решение такой задачи исключительно теоретическими и численными средствами моделирования гидродинамических процессов затруднительно, поскольку:

- необходимо экспериментальное обоснование и подтверждение разработанных положений;
- в численных подходах используются модели течения жидкости, с помощью которых невозможно выделить собственные динамические свойства насоса.

Однако совместное использование экспериментального подхода, приёмов классической логики, импедансного метода и свойств резонансного контура [1,20,21] позволяет решить такую проблему.

3 Разделение источника колебаний расхода и системы элементов проточной части насоса

Узел – это место соединения трёх или большего числа ветвей [1]. Насос представляет собой весьма сложную систему элементов гидродинамической цепи, состоящую из активного элемента – источника колебаний, соединяющегося с системой пассивных элементов проточной части: как минимум с ветвью каналов утечек и ветвью напорного патрубка.

При переходе от схемы замещения к техническому объекту появляется неопределённость в виде правильного выбора сечения, которое в схеме замещения будет играть роль узла разделения источника колебаний расхода и элементов проточной части.

Для решения задачи определения узла разделения источника колебаний расхода (на примере промышленного ШН внешнего зацепления с количеством зубьев на шестерне $z=10$) и системы элементов проточной части используем резонансное свойство стендовой системы в виде RLC-контура: это единственная стендовая система, комплексное сопротивление

которой $\text{Im}Z_{\text{ст.с.}}$ имеет пересечение с осью частот ($\text{Im}Z_{\text{ст.с.}}=0$), разграничивая при этом область инерционного и емкостного сопротивления. С использованием свойства последовательного резонансного контура возможно определить узел, соединяющий источник колебаний расхода и систему элементов проточной части на схеме замещения (а в графическом изображении проточной части – сечение), относительно которого начинается формирование комплексной проводимости ШН.

Итак, можно выдвинуть гипотезу, что острокромочное сечение проточной части насоса со стороны нагнетания (А-А) является сечением, относительно которого в схеме замещения возможно формировать комплексную проводимость источника колебаний расхода (рисунок 1, на примере ШН).

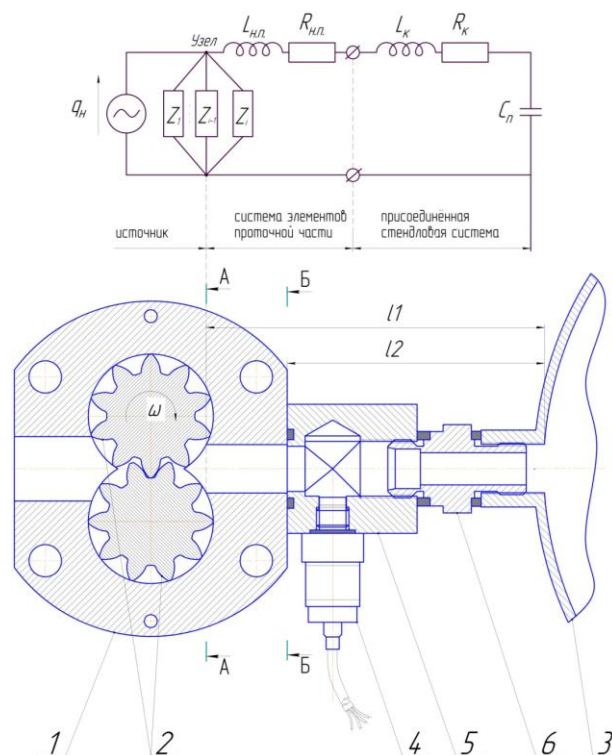


Рисунок 1. Гидродинамическая схема замещения ШН с присоединённой системой и их сечение: 1-корпус насоса, 2-шестерни, 3-полость, 4-датчик давления, 5-штуцер, 6-переходник

На схеме обозначены (рисунок 1):

q_n – переменная компонента расхода в области нагнетания;

Z_i – комплексные сопротивления системы полостей проточной части насоса;

$R_{н.п.}, L_{н.п.}$ – активное сопротивление и инерционность напорного патрубка длиной (l_1-l_2) ;

R_k, L_k – активное сопротивление и инерционность канала длиной l_2 ;

C_n – ёмкость полости на выходе насоса.

Опровергнуть или доказать правомерность выдвинутой гипотезы возможно методом доказательства «от противного». Предположим, что границей насоса как эквивалентного источника колебаний расхода является сечение по фланцу со стороны нагнетания (сечение Б-Б, см. рисунок 3), тогда комплексное сопротивление стендовой системы в виде колебательного контура без учёта участка канала длиной (l_1-l_2) будет таким же, что и комплексное сопротивление с длиной магистрали за насосом l_1 .

Для рассмотренной присоединённой стендовой системы с длинами каналов $l_1=100 \cdot 10^{-3}$ м, $l_2=79 \cdot 10^{-3}$ м полость на выходе насоса выполнена из стали толщиной стенки 4 мм и имеет геометрический объём, равный приведенному $V_{пр}=2 \cdot 10^{-3}$ м³. Полученные экспериментально амплитуды пульсаций давления в такой системе в диапазоне частот (83...417) Гц представлены на рисунке 2.

По данному графику можно отметить, что:

- амплитуды пульсаций давления имеют минимум в диапазоне частот (83...417) Гц,
- этот минимум характерен для резонансной частоты $f_p = (183 \pm 0,6)$ Гц¹.

Комплексное сопротивление системы $Z_{ст.с.}$, присоединённой к источнику колебаний со стороны нагнетания (рисунок 1), рассчитывается по формуле:

¹ Относительная погрешность определения зубцовой частоты при известной частоте вращения приводного вала n с панели управления частотным приводом составила не более 1,3%.

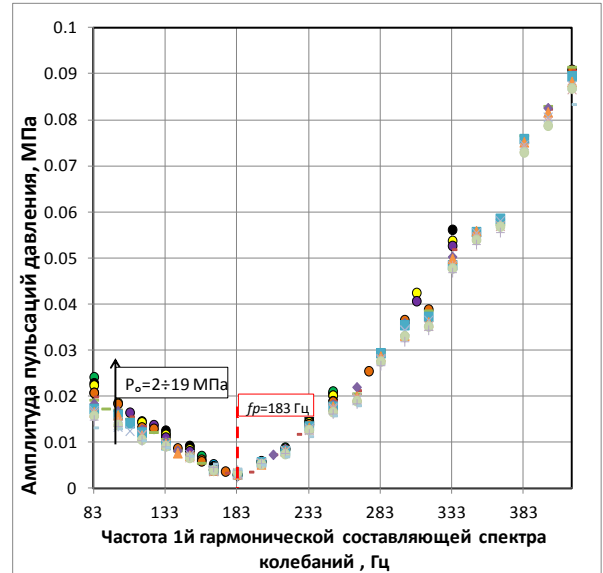


Рисунок 2. Амплитуды пульсаций давления «зубцовой» гармоники в эксперименте с полостью на выходе насоса (точками обозначены амплитуды при различных средних давлениях в напорной магистрали)

$$Z_{ст.с.}(j\omega) = \sqrt{ReZ_L^2 + \left(\frac{\omega^2 LC_n - 1}{\omega C_n}\right)^2} e^{j \arctg \frac{\omega^2 LC_n - 1}{\omega C_n ReZ_L}} \quad (1)$$

где ReZ_L – активное сопротивление канала;

L – инерционность канала;

C_n – емкость полости на выходе насоса;

ρ – плотность рабочей среды;

a – скорость звука;

$V_{пр}$ – приведенный объём полости.

Частота резонанса f_p при этом:

$$f_p = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} = \frac{1c}{2\pi\sqrt{Vl}} \quad (2)$$

Рассчитаем резонансную частоту, характерную для стендовой системы f_p с магистралью длиной l_1 и l_2 при $a = 1420$ м/с и $d_y = 14 \cdot 10^{-3}$ м:

$$f_p(l_1) = \frac{1}{2\pi \cdot 1420} \sqrt{\frac{\pi(14 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^{-3}}} = 182,5 \text{ Гц}$$

$$f_p(l_2) = \frac{1}{2\pi \cdot 1420} \sqrt{\frac{\pi(14 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 79 \cdot 10^{-3}}} = 211 \text{ Гц.}$$

Расчётная резонансная частота при длине магистрали l_2 на 17% больше ($\Delta = \frac{f_p(l_1) - f_p(l_2)}{f_p(l_1)} 100\% = 17\%$) экспериментальной. Таким образом, гипотеза не верна и получается, что экспериментальная f_p и расчётная $f_p(l_1)$ частоты при длине магистрали l_1 совпадают, когда место разделения источника колебаний и последующей системы элементов конструкции насоса считать по сечению А-А (рисунок 1).

Итак, на схеме замещения определён соответствующий узел (а в графическом изображении проточной части шестерённого насоса определено сечение – в начале формирования напорного патрубка), относительно которого стало возможным впервые отделить источник колебаний расхода от системы последующих элементов проточной части, что также даёт возможность разработки гидродинамических схем замещения и расчёта характеристики комплексной проводимости конструкций как промышленных объёмных насосов, так и более сложных авиационных сдвоенных насосов со сложной системой разветвлённых проточных и непроточных каналов. Полученный вывод также согласуется с позицией D.N. Johnston и классической теорией ШН Е.М. Юдина.

4 Заключение

В работе проведено экспериментальное исследование конструкции шестерённого насоса с целью разграничения источника колебаний и системы элементов проточной части.

Достигнуты следующие результаты:

- на схеме замещения определён соответствующий узел, в графическом изображении проточной части шестерённого насоса определено сечение, относительно которого стало возможным впервые разделить источник колебаний расхода и систему последующих элементов проточной части;

- намечены пути дальнейшего развития

аналогового моделирования динамических свойств объёмных насосов, проектирования и детерминированного расчёта ресурса.

Список использованных источников

- [1] Атабеков Г.И. Основы теории цепей / Атабеков Г.И. – СПб.: Издательство «Лань», 2009, 432 с.
- [2] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. / Шорин, В.П. – М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.
- [3] Кулешков, Ю.В. и др. Анализ теоретических исследований пульсации мгновенной подачи шестерённого насоса, Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М. В. Красота, К. Ю. Кулешкова // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. - Кіровоград: КНТУ, 2013. - Вип. 43, ч. 1. - С. 83-96.
- [4] Кулешков, Ю.В. и др., Анализ экспериментальных исследований пульсации мгновенной подачи шестерённого насоса / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К. Ю. Кулешкова // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. - Кіровоград: КНТУ, 2013. - Вип. 43, ч. 2. - С. 134-148.
- [5] Юдин, Е.М. Шестерённые насосы / Е.М. Юдин. – М.: Машиностроение, 1964. – 232 с.
- [6] Johnson, D.N. Fundamentals of Fluid-Borne Noise, Chapter 13 - Measuring Fluid-Borne Noise Characteristics using the Secondary Source Method / D.N. Johnson. - Centre for PTMC, University of Bath, April 2004.
- [7] Артюхов, А.В., Брудков, Л.И. Особенности частотных испытаний гидравлических насосов / А.В. Артюхов, Л.И. Брудков // В сб.: Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов, КуАИ - 1982 - вып. 9 - 12 - С. 17.
- [8] Bramley C., Johnston D.N. Comparison of methods for measuring pump flow ripple and impedance. In: ASME/BATH 2017 symposium on fluid power and motion control, Sarasota, FL, 16–19 October 2017, paper no. FPMC2017-4223. New York: ASME.
- [9] Ericson L. On Fluid Power Pump and Motor Design – Tools for Noise Reduction. PhD Thesis, Linköpings University, 2011.
- [10] Johnson, D.N., Drew, J.E. Measurement of positive displacement pump flow ripple and impedance / D.N. Johnson, J.E. Drew // ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. - 1991-1996. - Vol. 205-210. - 210(19). - P. 65-74.
- [11] Liu, J. Source flow ripple and source impedance measurement for different hydraulic pumps / J. Liu // Proceedings of the InterNoise 2018 - P. 1-7.
- [12] ISO 10767-1:2015. Hydraulic fluid power – Determination of pressure ripple levels generated in

systems and components, Part 1. Method for determining source flow ripple and source impedance of pumps, International Standards Organisation.

[13] Санчугов, В. И. Определение динамических характеристик шестерённого насоса по методу вариации нагрузок с использованием специальных стендовых систем / В. И. Санчугов, П. Д. Рекадзе // *Advanced Engineering Research*. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 130–141. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-130-141>.

[14] ГОСТ Р 52002-2003 Электротехника. Термины и определения основных понятий [Текст] – Введ. 2003-07-01.

[15] Артоболевский, И.И., Бобровницкий, Ю.И., Генкин, М.Д. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболевский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д. Генкин - М.: Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. – 296 с.

[16] N.N. PRASP – Pressure Ripple Analysis Software Package, User Guide and Reference Manual, Version 5.05.00, University of Bath, UK, 2018.

[17] De Freitas F.J.T., The generation and transmission of pressure fluctuations in pump suction lines - [Место защиты: University of Bath]. - Bath, 1982. - 311 с.

[18] Бердников, В.В. Прикладная теория гидравлических цепей / В.В. Бердников. М.: Машиностроение, 1977.

[19] Иголкин, А. А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах / Иголкин А.А., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Прохоров С.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П. // Самарский Государственный Аэрокосмический Университет им. академика С.П. Королёва. - 2005. - № 19. - 314 с.

[20] Капица П. Л., Эксперимент. Теория. Практика; Статьи и выступления. – 4-е изд., испр. И доп. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1987 – 496 с., ил. – (Наука. Мировоззрение. Жизнь).

[21] Ожерельева Т.А. Логические приемы и методы, применяемые при извлечении знаний // ИТНОУ. 2018. № 6. С. 69-77.

ANALOG MODELING OF THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF A POSITIVE-DISPLACEMENT PUMP: SEPARATION OF THE SOURCE OF FLOW FLUCTUATIONS AND THE SYSTEM OF FLOW PART PASSIVE ELEMENTS

P.D. Rekadze

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

rekadze.pd@ssau.ru

The paper, using the example of an external gear pump, considers the solution of the problem of determining the node for separating the source of oscillations and the system of elements of the flow path is considered in order to simplify the study and analysis of hydrodynamic processes behind the source of oscillations. To separate the source of oscillations and the system of elements of the flow path, an experimental approach is used, during which the characteristic of pressure pulsations according to the "tooth" harmonic is determined behind the pump interacting with the serial RLC-circuit. An experimental study using dynamic analogies, methods of classical logic and methods of circuit theory made it possible to determine the connection node of the oscillations source and the system of elements of the flow path on the equivalent circuit, and in the graphic image of the flow part of the pump - to determine the corresponding section.

Keywords: pump; hydrodynamics; flow part; equivalent circuit; source of oscillations; node; dynamic analogies

References

- [1] Atabekov G.I. Osnovy teorii tsepey / Atabekov G.I. – SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 2009, 432 p. (in Russian).
- [2] Shorin, V.P. Ustraneniye kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh / Shorin, V.P. - M.: Mashinostroyeniye, 1980. - 156 p (in Russian).
- [3] Kuleshkov, Yu.V. and etc. Analiz teoreticheskikh issledovaniy pul'satsii mgnovennoy podachi shesterennogo nasosa, Yu.V. Kuleshkov, T.V. Rudenko, M.V. Krasota, K.Yu. Kuleshkova // Konstruyivaniya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya sil's'kohospodars'kykh mashyn: zahal'noderzh. mizhvid. nauk.-tekhn. zb. - Kirovograd: KNTU, 2013. - VIP. 43, part 1. - Pp. 83-96(in Russian).
- [4] Kuleshkov, Yu.V. et al., Analiz eksperimental'nykh issledovaniy pul'satsii mgnovennoy podachi shesterennogo nasosa / Yu.V. Kuleshkov, T.V. Rudenko, M.V. Krasota, K. Yu. Kuleshkova // Konstruyivaniya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya sil's'kohospodars'kykh mashyn: zahal'noderzh. mizhvid. nauk.-tekhn. zb. - Kirovograd: KNTU, 2013. - VIP. 43, part 2. - Pp. 134-148 (in Russian).
- [5] Yudin, Ye.M. Shesterennyie nasosy / Ye.M. Yudin. – M.: Mashinostroyeniye, 1964. – 232 p. (in Russian).
- [6] Johnson, D.N. Fundamentals of Fluid-Borne Noise, Chapter 13 - Measuring Fluid-Borne Noise Characteristics using the Secondary Source Method / D.N. Johnson. - Center for PTMC, University of Bath, April 2004.
- [7] Artyukhov, A.V., Brudkov, L.I. Osobennosti chastotnykh ispytaniy gidravlicheskikh nasosov / A.V. Artyukhov, L.I. Brudkov // In: Vibration strength and reliability of aircraft engines and systems, KuAI - 1982 - vol. 9 - 12 - P. 17 (in Russian).
- [8] Bramley C., Johnston D.N. Comparison of methods for measuring pump flow ripple and impedance. In: ASME/BATH 2017 symposium on fluid power and motion control, Sarasota, FL, 16–19 October 2017, paper no. FPMC2017-4223. New York: ASME.
- [9] Ericson L. On Fluid Power Pump and Motor Design - Tools for Noise Reduction. PhD Thesis, Linkopings University, 2011.
- [10] Johnson, D.N., Drew, J.E. Measurement of positive displacement pump flow ripple and impedance / D.N. Johnson, J.E. Drew // ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. - 1991-1996. - Vol. 205-210. - 210(19). - Pp. 65-74.
- [11] Liu, J. Source flow ripple and source impedance measurement for different hydraulic pumps / J. Liu // Proceedings of the InterNoise 2018 - Pp. 1-7.
- [12] ISO 10767-1:2015. Hydraulic fluid power – Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 1. Method for determining source flow ripple and source impedance of pumps, International Standards Organization.

- [13] Sanchugov, V. I., Rekadze, P. D. Determination of the dynamic characteristics of a gear pump by the method of load variation using special bench systems // *Advanced Engineering Research*. - 2022. - V. 22, No. 2. - Pp. 130–141. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-130-141>.
- [14] GOST R 52002-2003 Elektrotehnika. Terminy i opredeleniya osnovnykh ponyatiy [Text] - Vved. 2003-07-01 (in Russian).
- [15] Artobolevsky, I.I., Bobrovitsky, Yu.I., Genkin, M.D. Vvedeniye v akusticheskuyu dinamiku mashin / I.I. Artobolevsky, Yu.I. Bobrovitsky, M.D. Genkin - M.: Gl. red. fiz.-mat. lit., 1979. – 296 p. (in Russian).
- [16] N.N. PRASP – Pressure Ripple Analysis Software Package, User Guide and Reference Manual, Version 5.05.00, University of Bath, UK, 2018.
- [17] De Freitas F.J.T., The generation and transmission of pressure fluctuations in pump suction lines - [Place of defense: University of Bath]. - Bath, 1982. - 311 p.
- [18] Berdnikov, V.V. Prikladnaya teoriya gidravlicheskikh tsepey / V.V. Berdnikov. M.: Mashinostroenie, 1977 (in Russian).
- [19] Igolkin, A.A. Snizheniye kolebaniy i shuma v pnevmogidromekhanicheskikh sistemakh / Igolkin A.A., Kryuchkov A.N., Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Prokhorov S.P., Shakhmatov E. V., Shorin V.P. // *Samarskiy Gosudarstvennyy Aerokosmicheskiy Universitet im. akademika S.P. Korolova*. - 2005. - № 19. - 314 p. (in Russian).
- [20] P. L. Kapitsa, Eksperiment. Teoriya. Praktika; Stat'i i vystupleniya. - 4-ye izd., ispr. i dop. – M.: Nauka. Gl. red. Fiz.-mat. lit., 1987 – 496 p., il. – (Nauka. Mirovozzreniye. Zhizn') (in Russian).
- [21] Ozherel'eva T.A. Logicheskiye priyemy i metody, primenyayemyye pri izvlechenii znaniy // *ITNOU*. 2018. No. 6. Pp. 69-77 (in Russian).

Козлов В.А.

АО «Армалит»

ул. Трефолева, д.2,
Санкт-Петербург, 198097,
Российская Федерация

kozlovva@armalit.ru

Куличкова Е.А.

СПбГМТУ

ул. Лоцманская, д.3,
Санкт-Петербург, 190121,
Российская Федерация**Петров С.Е.**Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
(Самарский университет)Московское шоссе, 34, г. Самара,
443086, Российская Федерация**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ДЛЯ СОЗДАНИЯ МАЛОШУМНОЙ
РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ**

В статье представлена разработка конструктивных элементов и проведение экспериментальных работ в обеспечение снижения шума и вибраций у типоряда регулирующих клапанов осевого типа. Проводятся исследования проточной части регулирующей арматуры осевого типа с применением оптимизированных конструкций регулирующих элементов – малошумных устройств. По результатам исследований определен лучший вариант с точки зрения уровней вибрации и гидродинамического шума.

Ключевые слова: гидродинамика; клапаны осевые; арматура регулирующая; проточная часть; вибрация; воздушный шум; гидродинамический шум

1 Введение

Функция регулирующей арматуры заключается в регулировании параметров рабочей среды посредством изменения расхода. Основной гидравлической характеристикой регулирующей арматуры является пропускная способность, характеризующая совершенство ее проточной части. Чем лучше гидродинамические характеристики внутренних поверхностей, тем ниже интенсивность вихреобразования при обтекании их скоростным потоком и слабее колебательные процессы в арматуре и трубопроводных системах [1].

Учитывая, что повышенная вибрация и пульсации давления часто возникают в диапазоне нагрузок, определяемом малой

и средней степенью открытия арматуры, формирование акустически оптимальной проточной части с высокой точностью регулирования является важной задачей.

Наиболее эффективным типом регулирующей арматуры, исключаящим деформацию потока, является осевой тип арматуры. Регулирующие клапаны осевого типа обеспечивают полнопроходность, отсутствие в проточной части конструктивных элементов, деформирующих поток или изменяющих его направление, высокую пропускную способность, максимальный коэффициент расхода и минимальное гидравлическое сопротивление. При этом основными конструктивными элементами, определяющими совершенство проточной

части регулирующей арматуры, являются корпус и регулирующий элемент.

В судостроительной отрасли контроль виброшумовых характеристик является важнейшим этапом создания судового оборудования. Уровни вибрации и шума являются существенными факторами, определяющими работоспособность личного состава на постах, комфорт в местах отдыха, а также акустическую скрытность и, соответственно, боевую эффективность кораблей ВМФ. Поэтому вопрос снижения шумности корабельного оборудования имеет особое значение. На основных режимах эксплуатации уровни шума и вибрации в значительной степени формируются за счёт источников, связанных с работой механизмов, а также элементов систем энергетических установок и общекорабельных систем [2].

С целью улучшения виброшумовых и гидродинамических характеристик предлагается разработать конструктивный малошумный элемент и экспериментально определить акустическую эффективность регулирующего элемента клапана осевого типа.

2 Снижение интенсивности колебательной энергии в клапанах

Основным источником колебаний и шума регулирующей арматуры является высокий уровень скорости рабочей среды в дозирующем сечении клапана. Согласно нормативному документу НП-068-051 регламентируются предельные уровни скорости рабочей жидкости (газа) через арматуру:

- для длительной устойчивой работы – 40 (160) м/с;
- для длительной устойчивой работы без запаса устойчивости – 40...60 (160...240) м/с;
- появление вибрации, кавитации, износа – 60...80 (240...320) м/с;
- неустойчивая работа арматуры, поломка ДРА – свыше 80 (320) м/с.

В дополнение к указанным величинам отметим, что для малошумной арматуры скорость в рабочих органах не должна превышать 25...30 м/с.

В соответствии с основной формулой гидравлического сопротивления Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P = \frac{\zeta \rho Q^2}{2 f^2} \quad (1)$$

где ΔP – перепад давления на клапане; ζ – коэффициент гидравлического сопротивления; ρ – плотность среды; Q – объемный расход; f – площадь дозирующего сечения клапана.

Отметим, что скорость среды в узком сечении определяется по очевидной формуле:

$$V = Q/F \quad (2)$$

Коэффициент дросселирования $K_{др} = \Delta P / Q^2$ является характерным параметром ДРА, определяющим диапазон её применения. Согласно формуле (2) $K_{др}$ определяется следующей зависимостью:

$$K_{др} = \frac{\zeta \rho}{2 f^2} \quad (3)$$

Приняв допущение о постоянстве плотности, коэффициент дросселирования можно рассматривать как критерий интенсификации проточной части, предложенный Р. Р. Ионайтисом [3]:

$$K_{и} = \frac{\zeta}{f^2} \quad (4)$$

Данный критерий показывает, как изменится требуемая проходная площадь при нормальной проточной части f_0 и интенсифицированной $f_{инт}$ из условия $K_{др} = \text{const}$:

$$f_{инт} = f_0 \sqrt{\frac{\zeta_{инт}}{\zeta_0}} \quad (5)$$

Таким образом, увеличивая $\zeta_{инт}$, можно увеличить проходную площадь $f_{инт}$ и, соответственно, снизить скорость течения среды через дозирующее сечение.

Известно, что акустическая мощность пропорциональна шестой степени скорости, при этом акустическая мощность уменьшается на 18 дБ при двукратном снижении скорости потока. Однако для достижения такого снижения скорости при $K_{др} = \text{const}$ необходимо увеличить $\zeta_{\text{инт}}$ в 4 раза.

В целях интенсификации гидравлического сопротивления предлагается использование специальных малошумных тримов, конструктивная реализация которых может быть весьма различной. Для увеличения $\zeta_{\text{инт}}$ используются следующие эффекты:

- многочисленное дросселирование потока;
- разбивка потока на множество отдельных струек с последующими их поворотами на значительные углы;
- соударения отдельных струек с диссипацией энергии;
- использование закрученных потоков и пр.

3 Разработка шумоглушащих элементов

Учитывая выше изложенные предположения, были разработаны и изготовлены опытные образцы малошумных элементов, включающие в себя дросселирующие перфорированные втулки различных типоразмеров и набор дроссельных шайб. На рисунке 1 представлены модели общего вида регулирующего клапана осевого типа в исходном исполнении и варианты установки малошумных элементов: без

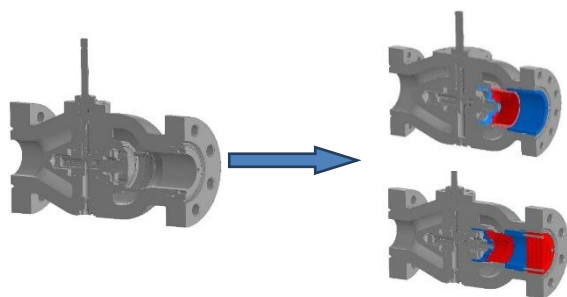
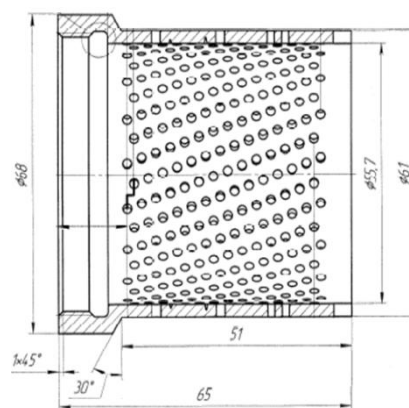
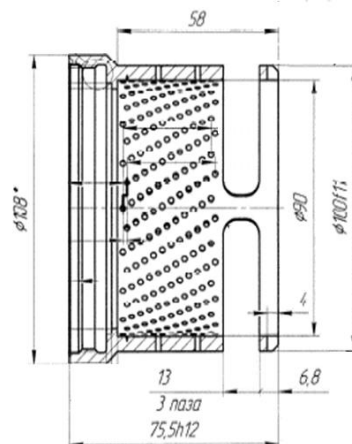


Рисунок 1. Расположение малошумного элемента в проточной части регулирующего клапана осевого типа

дроссельных шайб и с установленными дроссельными шайбами соответственно. Разработанные модели малошумных элементов предусматривают три варианта различных внешних втулок, различающихся размерами дросселирующих отверстий и наличием или отсутствием окошек для обеспечения расходных характеристик. Диаметры отверстий на втулках составили 3 мм (рисунок 2), 2 мм и 1 мм.



а



б

Рисунок 2. Перфорированные втулки малошумного элемента без (а) и с (б) «окошком» для обеспечения расходных характеристик

Чередование внешних втулок позволило определить наиболее эффективный вариант для уменьшения уровней шума и вибрации. Общие виды сборочных чертежей малошумных элементов представлены на рисунке 3.

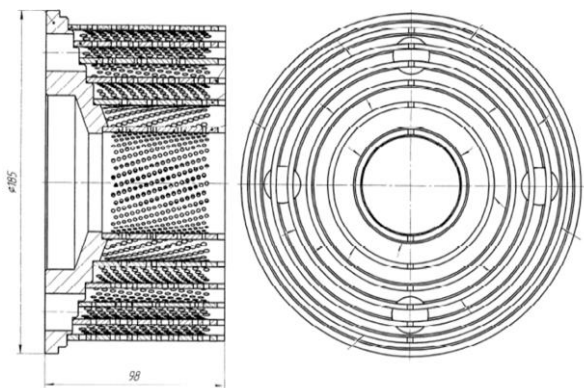


Рисунок 3. Сборочный узел малозумного элемента

4 Экспериментальные исследования акустической эффективности

Экспериментальные исследования выполнялись на стенде акустических испытаний, предназначенном для контроля шума и вибрации судовой трубопроводной арматуры (рисунок 4).



Рисунок 4. Стенд акустических испытаний

Этот стенд представляет собой замкнутую гидравлическую систему из участков трубопроводов, соединённых с двумя сообщающимися между собой емкостями с водой: вытеснительной и сливной. Стенд является уникальным за счёт возможности испытаний изделий с условным проходом DN10–250 и отсутствия насоса для обеспечения циркуляции жидкости, то есть он не

содержит повышенных источников шума и вибраций. Для снижения собственных виброакустических помех стенда внедрён комплекс средств: заградительные устройства для снижения пульсаций давления, амортизированные виброзадерживающие массы, изолированные фундаменты оборудования и испытательного участка. [4, 5].

Экспериментальные исследования включили в себя определение уровней вибрации, воздушного и гидродинамического шума. Исследованиям подвергались образцы регулирующего клапана осевого типа DN100 и DN200 с установленными малозумными элементами в проточной части со следующими вариантами монтажа:

- вариант монтажа с дроссельными шайбами на выходе проточной части клапана;
- и без их установки, а также с поочередной заменой внешних перфорированных втулок (в трёх вариациях).

Экспериментальные исследования включали в себя определение уровней вибрации и гидродинамического шума на типовых режимах работы.

Результаты исследований регулирующих клапанов осевого типа с установленными малозумными элементами сравнивались со значениями, полученными на исходной проточной части регулирующего клапана осевого типа.

Полученные результаты уровней вибрации и гидродинамического шума проанализированы, результаты анализа представлены на рисунках 5 и 6.

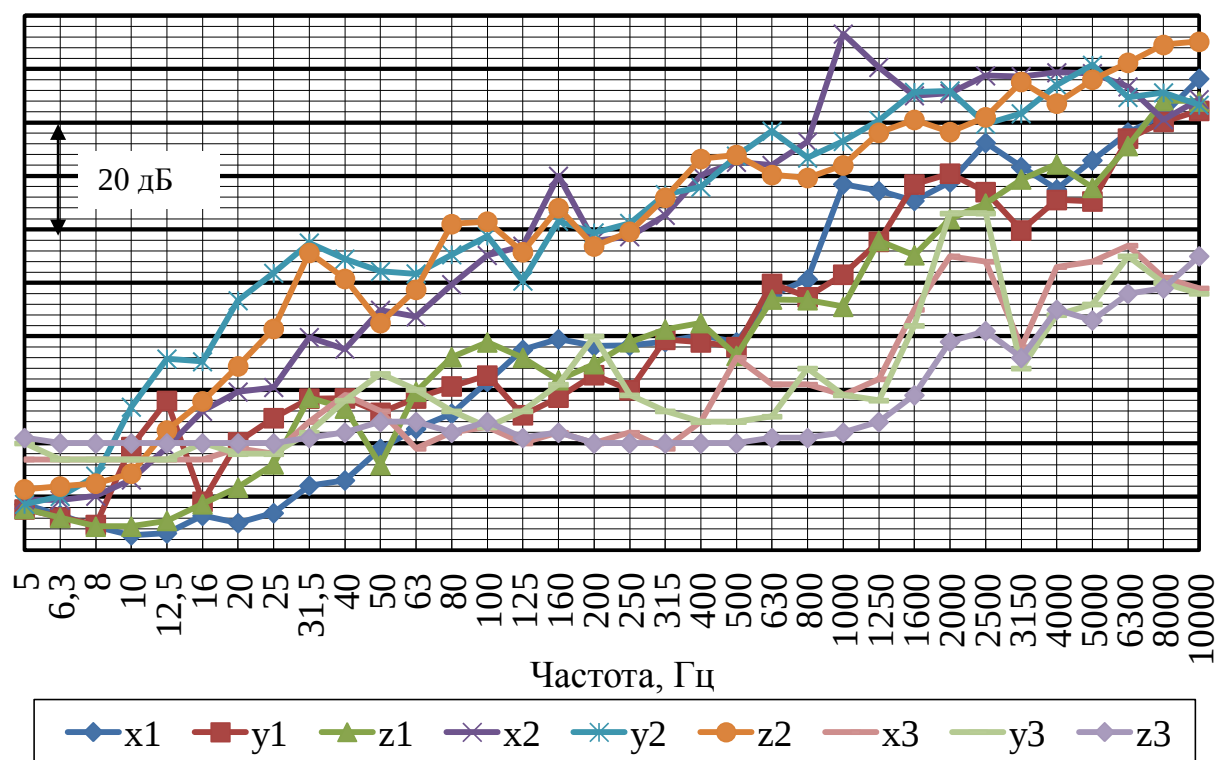


Рисунок 5. Уровни вибрации различных вариантов регулирующих элементов

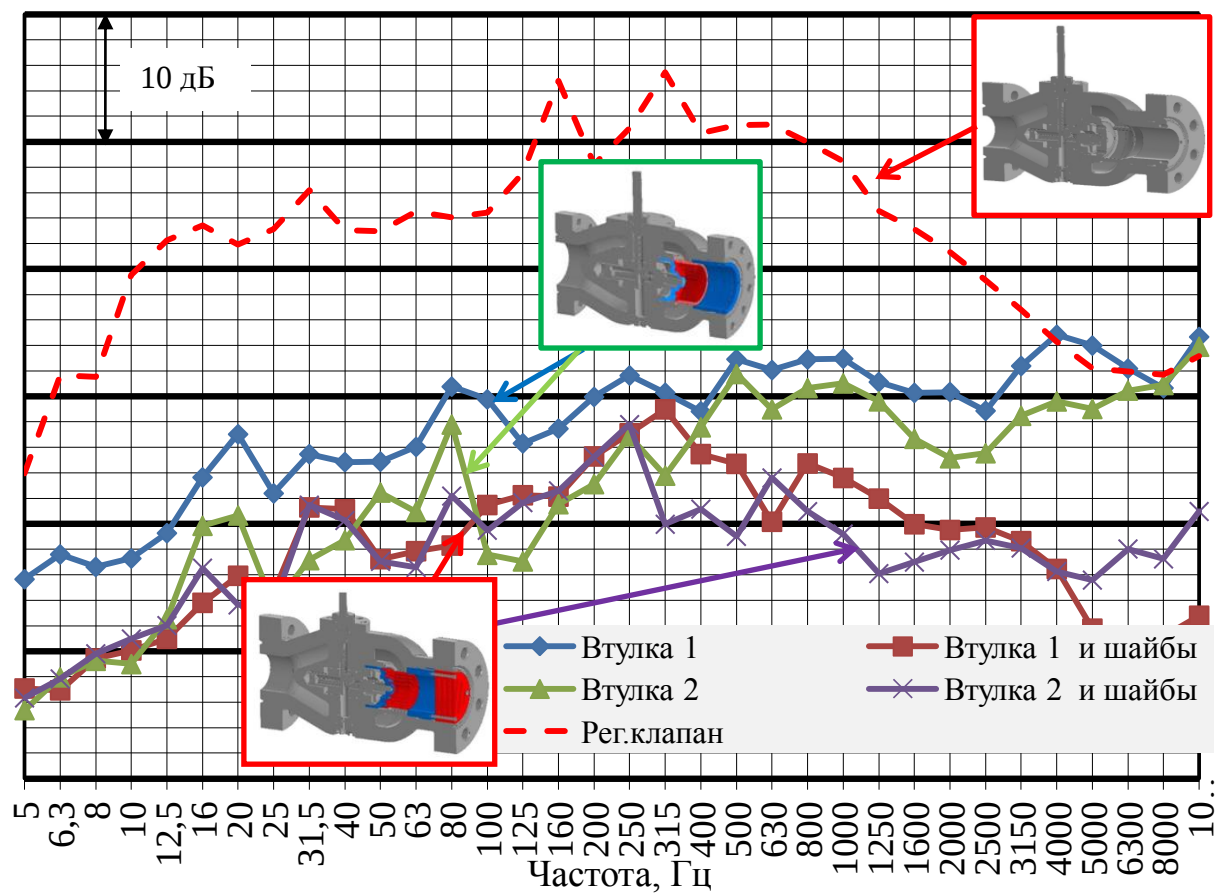


Рисунок 6. Уровни гидродинамического шума различных вариантов регулирующих элементов

5 Заключение

Наилучшим вариантом с точки зрения уровней вибрации и гидродинамического шума оказался вариант втулки №2 с размерами дросселирующих отверстий 2 мм, наличием окошек для обеспечения расходных характеристик установленными тремя дроссельными шайбами с размерами дросселирующих отверстий 3мм, 3мм и 2мм соответственно.

Сравнение экспериментальных зависимостей показывает, что общий характер уровней совпадает, а также проявляется снижение уровней во всём диапазоне частот, средняя эффективность которых составляет до 25 дБ, а на средних частотах достигает 35 дБ [6].

В результате данного исследования была подтверждена эффективность применения разработанных малошумных элементов. В то же время для более высокого снижения шума и вибрации необходим комплексный подход к разработке малошумных регулирующих клапанов осевого типа с применением существующего задела.

На основании полученных результатов планируется дальнейшее совершенствование малошумной регулирующей арматуры осевого типа.

Список использованных источников

- [1] Черногорский В. К. Моделирование потока среды в регулирующей арматуре и оценка её гидравлических и прочностных свойств. Диссертация на соискание академической степени магистра. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2017, 59 с.
- [2] Куличкова Е. А. Снижение импульсной вибрации судовой трубопроводной арматуры. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 2017, 16 с.
- [3] Ионайтис Р. Р., Сердюк Н. М., Черноштан В. И. Разработки Росатома по унифицированной ТПА АЭС для энергонапряженных объектов. Арматуростроение, № 6 (51), 2007, С. 38-43.
- [4] Козлов В. А., Тюменцев Г. А., Щелоков Ю. А. Материалы IX межвузовской научно-практической конференции аспирантов, студентов и курсантов «Современные тенденции и перспективы развития водного транспорта России». 2018, С. 270-273.
- [5] Куличкова Е. А., Тепляшин, М. В. Модернизация стендовой базы испытательной лаборатории судовой трубопроводной арматуры АО "ЦТСС" КБ "Армас". Вестник технологии судостроения и судоремонта, № 20, 2013, С. 95-98.
- [6] Куличкова Е. А., Дадыченков М. Н., Фадеев А. О., Безручко А. С., Отчет о НИР шифр «ОРТ», АО "ЦТСС" КБ "Армас", 2022.

V.A. Kozlov

JSC «Armalit»

Trefoleva str., 2, St. Petersburg,
198097, Russian Federation

kozlovva@armalit.ru

E.A. Kulichkova

SMTU

Lotsmanskaya str., 3, St. Petersburg,
190121, Russian Federation

S.E. Petrov

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

DEVELOPMENT OF STRUCTURAL ELEMENTS FOR THE CREATION OF LOW-NOISE CONTROL VALVES

The article presents the development of structural elements and experimental work to ensure noise and vibration reduction in a series of axial type control valves. Studies of the flow part of the axial type control valves are carried out using optimized designs of control elements – low-noise devices. According to the research results, the best option was determined in terms of vibration levels and hydrodynamic noise.

Keywords: hydrodynamics; axial valves; control valves; flow part; vibration; air noise; hydrodynamic noise

References

- [1] Chernogorsky V.K. Modeling of the medium flow in the control valve and evaluation of its hydraulic and strength properties. Dissertation for an academic master's degree. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 2017 – 59 p.
- [2] Kulichkova E.A. Reduction of pulse vibration of ship pipeline fittings. Abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. Saint Petersburg State Maritime Technical University, 2017 – 16 p.
- [3] Ionaitis R. R., Serdyuk N. M., Chernoshtan V. I. Rosatom's development of a unified TYPE of NPP for power-stressed facilities. Armature engineering, № 6 (51). 2007, pp.38-43
- [4] Kozlov V.A., Tyumentsev G.A., Shchelokov Yu.A. Materials of the IX interuniversity scientific and practical conference of postgraduates, students and cadets "Modern trends and prospects for the development of water transport in Russia". 2018, pp.270 – 273
- [5] Kulichkova E. A., Teplyashin, M. V. Modernization of the bench base of the testing laboratory of ship pipeline fittings of JSC "SSTC" design bureau "Armas". Bulletin of shipbuilding and ship repair technology, № 20, 2013 -pp. 95-98.
- [6] Kulichkova E. A., Dadychenkov M. N., Fadeev A. O., Bezruchko A. S., Report on research, code "ORT", JSC "SSTC" design bureau "Armas", 2022.