

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Выпуск №1, 2021

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

published by
Samara University

<http://journals.ssau.ru/index.php/dynvibro/index>

Главный редактор

Шахматов Е.В. – д.т.н., профессор, 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);

Хейкки Х. – профессор, руководитель лаборатории интеллектуальных машин, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия).

Технический редактор

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционной коллегии:

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

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

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

Жернаков В.С. – д.т.н., профессор, Уфимский государственный авиационный технический университет (г. Уфа, РФ);

Завершинский И.П. – д.ф.-м.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, Санкт-Петербургский государственный университет кино и телевидения (г. Санкт-Петербург, РФ);

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

Матвеев С.Г. – к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

Равикович Ю.А. – д.т.н., профессор, Московский авиационный институт (г. Москва, 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);

Фесина М.И. – к.т.н, доцент, Тольяттинский государственный университет (г. Тольятти, РФ);

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

Иностранные члены редакционной коллегии:

Вакка А. – профессор, исследовательский центр гидравлических систем университета Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

Джонстон Д.Н. – профессор, университет (г. Бат, Великобритания);

Круз П. – профессор, руководитель отдела пневмогидравлических и мехатронных систем, университет (г. Линчёпинг, Швеция);

Линияма М. – профессор технологического университета (г. Тампере, Финляндия);

Рафиков М. – профессор, федеральный университет АВС (г. Сан-Паоло, Бразилия);

Стелсон К. – профессор, университет Миннесоты (США);

Стричек Я. – профессор, Вроцлавский технологический университет (г. Вроцлав, Польша);

Шайдл Р. – профессор, университет Йохана Кеплера (г. Линц, Австрия).

Editor-in-Chief

E.V. Shakhmatov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).

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

A.B. Prokofyev – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

H. Handroos – Prof., Head of the Laboratory of Smart Machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).

Technical Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Executive Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial board Russian members:

V.B. Balyakin – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

E.G. Berestovitsky – Doctor of Science (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation);

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

V.S. ZHernakov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation);

I.P. Zavershinsky – Doctor of Science (Phys.-Math.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.A. Igolkin – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.N. Kryuchkov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

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

G.M. Makaryants – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.G. Matveev – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

F.V. Parovay – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

I.U.A. Ravikovich – Doctor of Science (Eng.), Prof. (MAI, Moskva, Russian Federation);

V.Ya. Sverbilov – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.V. Falaleev – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

M.I. Fesina – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Togliatti State University, Tolyatti, Russian Federation);

A.I. Khaimovich – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial office foreign members:

A. Vacca – Professor (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA);

D.N. Johnston – Professor (University of Bath, Bath, United Kingdom);

P. Cruz – Professor, Head of the Pneumatichydraulic and Mechatronic Systems Department (Linköping University, Linköping, Sweden);

M. Liniyama – Professor (Tampere University of Technology, Tampere, Finland);

H. Myurenhof – Professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany);

M. Rafikov – Professor (Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil);

K. Stelson – Professor (University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States).

Ya. Strichek – Professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);

R. Shaydl – Professor (Johannes Kepler University, Linz, Austria).

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

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

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

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

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

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

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

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

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

PURPOSES AND SCOPE

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

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

Area of interests include but is not limited to:

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПРИ ДЕФЕКТЕ «ИЗНОС ВНУТРЕННЕЙ ОБОЙМЫ ПОДШИПНИКА»	
<i>М. В. Баляба, А. Н. Крючков, М. А. Ермилов, С. М. Плотников, Е. Н. Ермилова, А. Н. Видяскина</i>	6
ВОЛНОВОЙ ГЕНЕРАТОР ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ГИДРОПРИВОДА	
<i>Т. Д. Комаров, В. Я. Свербилов</i>	15
МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ С ПОЛУЧЕНИЕМ СПЕКТРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ SIMHYDRAULICS MATLAB	
<i>Э.Г. Берестовицкий, М.В. Соловьев</i>	21
ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СТЕНДОВЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ В КАЧЕСТВЕ АКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ЗОНДОВ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ	
<i>Н.Д. Быстров, А.Г. Гимадиев</i>	28
ДЕТЕКТИРОВАНИЕ ЛОКАЛЬНЫХ НАРУШЕНИЙ РОВНОСТИ ПОКРЫТИЯ АВТОДОРОГ НА ОСНОВЕ ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДАННЫХ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ	
<i>А.А. Столбова, С.А. Прохоров, О.К. Головнин</i>	34

УДК 621.822.6

DOI: 10.18287/2409-4579-2021-7-1-6-14

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПРИ ДЕФЕКТЕ «ИЗНОС ВНУТРЕННЕЙ ОБОЙМЫ ПОДШИПНИКА»

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

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федера-ция,
443086

bmw-surgut@yandex.ru

В данной работе затронуты вопросы, которые необходимо учитывать при анализе вибрационного состояния подшипников качения при дефекте «износ внутренней обоймы подшипника». Представлена конструктивная схема подшипников качения и схема сил, действующих на подшипники при их работе в винтовом компрессоре. Проведены исследования вибрационного состояния подшипников качения на действующем винтовом компрессоре на реальном промышленном объекте. Замеры вибрации проводились при работе компрессора с новыми подшипниками и с рабочими, на которых наблюдался явный износ внутренней обоймы. Показано влияние износа внутренней обоймы подшипника на вибрационное состояние винтового компрессора. Установлено, что для данного типа дефекта подшипников, применительно к исследуемому объекту, при анализе вибрационного состояния использование параметров прямого автоспектра малоэффективно. Для рассматриваемого случая наиболее эффективными являются параметры амплитудной и частотной модуляций.

Ключевые слова: винтовой компрессор; подшипники качения; вибрационное состояние; амплитудная модуляция; частотная модуляция

1 Введение

В винтовых компрессорах из-за разницы давления на входе и выходе на винтовую пару действует статическая сила, равная произведению перепада давления ($P_{ВЫХ} - P_{ВХ}$) на эффективную площадь ($S_{ЭФ}$)

винтовой пары (рис-сунок 1). А также динамическая сила, возникающая при открытии окна винтовой пары и выхода порции газа. Картина может усугубиться, если давление этой порции не равно выходному давлению.

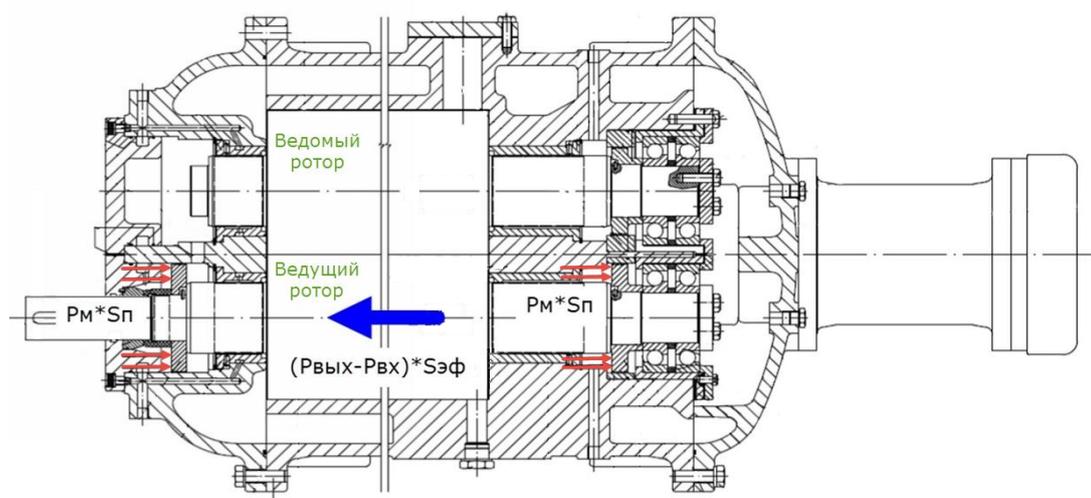


Рисунок 1. Схема сил, действующих на подшипники винтового компрессора

В конструкции компрессора имеется два разгрузочных поршня площадью СП, на которые действует давление масла РМ, создающее силу для компенсации статической нагрузки. При недостаточном давлении масла (меньшим, чем рекомендует производитель) разгрузка винтовой пары будет происходить не в полном объёме.

Самым нагруженным элементом в конструкции компрессора является контакт тел качения и внутреннего кольца радиально-упорного подшипника. Результирующая сила от перепада давления на винтовой паре и компенсирующих поршней воздействует на внутреннее кольцо одного подшипника (рисунок 2). Оно в свою очередь давит на 12 тел качения (шаров). Кроме статической силы, на винтовые пары, а следовательно и на тела качения, воздействует колебательная сила. Единственное, кроме упругости всех металлических деталей (шарики, корпус и т.д.) это воздействие поглощает слой масляной плёнки, образованный в местах контакта тел качения и внутреннего кольца (внешнее кольцо так же испытывает эту силу, но в отличие от внутреннего кольца, имеет большую площадь соприкосновения, а следовательно меньшие напряжения, влияющие на износ).

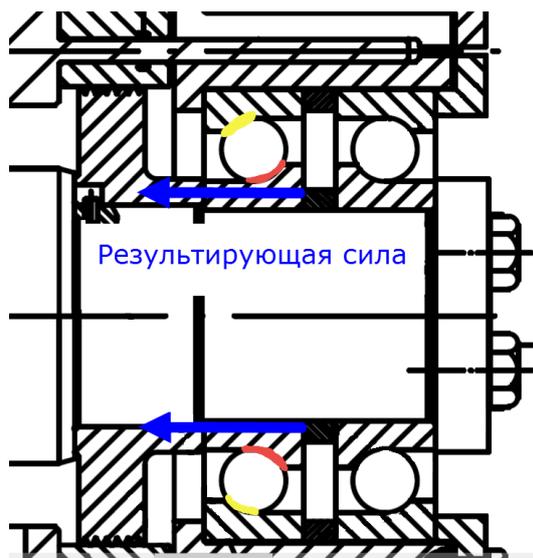


Рисунок 2. Радиально-упорный подшипник с обозначением наиболее напряжённых мест (красный и жёлтый цвет)

Толщина этого слоя напрямую влияет на износ элементов подшипника и уровень генерируемой вибрации. Уменьшение масляного слоя может происходить из-за:

- снижения давления в подводящей смазывающей системе;
- нарушение в подводе смазки (не в двух, а в одном месте, например);
- вязкость масла;
- чистота масла (грязь, попадающая в зазор между телами качения и кольцами из-за большой нагрузки, в контактных точках деформирует поверхность).

2 Исследование

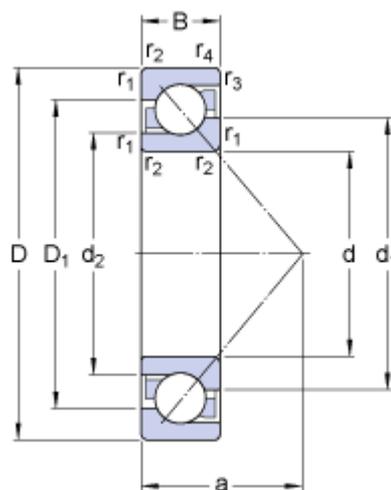
Были исследованы две компрессорные установки, на роторах которых были установлены подшипники 7320 BEGAF (SKF) (рисунок 3).

Технические данные подшипника:

- d – 100 мм;
- D – 215 мм;
- B – 47 мм;
- d_1 – 144,5 мм;
- d_2 – 120,46 мм;
- D_1 – 173,75 мм;
- a – 90 мм;
- $r_{1,2}$ – минимальный – 3 мм;
- $r_{3,4}$ – минимальный – 1,1 мм;
- d_a – минимальный – 114 мм;
- D_a – максимальный – 201 мм;
- D_b – максимальный – 208 мм;
- r_a – максимальный – 2,5 мм;
- r_b – максимальный – 1 мм;
- Динамическая грузоподъёмность – C – 216 кН;
- Статическая грузоподъёмность – C_0 – 208 кН;
- Граничная нагрузка по усталости – P_u – 7 кН;
- Номинальная частота вращения – 4000 об/мин;
- Предельная частота вращения – 4000 об/мин;
- Количество шариков – 12 шт;
- Масса подшипника – 7,5 кг.



а



б

Рисунок 3. Подшипник 7320 BEGAF (SKF) (а) и схема его геометрических параметров (б)

На одной установке стояли новые подшипники, на другой – с износом. Износ внутреннего кольца подшипника показан на рисунке 4.

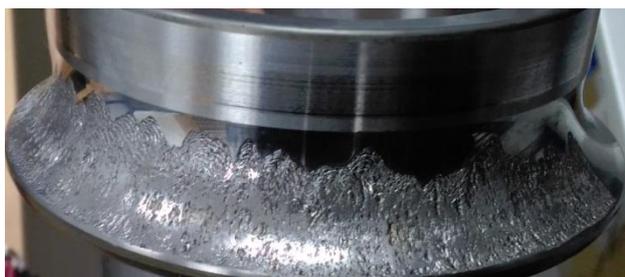


Рисунок 4. Износ внутреннего кольца подшипника

Замеры вибрации проводились на крышке компрессора в местах наиболее близких к подшипникам (рисунок 5).



Рисунок 5. Места установки датчиков вибрации

Для автоматизации измерений, обработки и анализа информации использовалась специализированная компьютерная система LMS SCADAS Mobile (рисунок 6) производства компании LMS International.



Рисунок 6. Система LMS SCADAS Mobile

LMS SCADAS Mobile – современная мобильная многоканальная система сбора и предварительной обработки данных, в компактной и защищенной конструкции, обеспечивает разнообразные возможности по сбору и обработке сигналов. Система SCADAS Mobile, сконструированная для эффективного проведения испытаний и измерений, является наиболее мощной в своем классе. Система SACADS Mobile может работать как с программным обеспечением LMS Test.Lab для обеспечения экспериментальной отработки конструкции по шуму, вибрации, ресурсу, так и с программным обеспечением LMS Test.Xpress в режиме анализатора шума и вибрации и системы для многоканальной

записи сигналов с практически любых типов датчиков.

Краткие технические характеристики LMS SCADAS Mobile:

- от 4 до 72 каналов на один корпус;
- частота дискретизации (выборки) до 102,4 кГц на канал (не зависит от числа каналов);
- 24 битная технология цифровой обработки сигналов (сбор и обработка динамических данных испытаний);
- отношение сигнал/шум 105 дБ;
- пропускная способность 8 Мегавыборок в секунду;
- высокоскоростное соединение по интерфейсу Ethernet (1 Гбит или 100 Мбит в зависимости от модели);
- работа от внутренней батареи до 4 часов и более;
- возможность работы в тяжёлых условиях и при высокой температуре.

Минимальные требования к применяемому совместно со SCADAS Mobile персональному компьютеру:

- Операционная система: Microsoft Windows XP Service Pack 2;
- Центральный процессор: Intel Pentium 2 GHz;
- Объём оперативной памяти: 512 Mb;
- Разрешение монитора: 1024*768.

Совместно с LMS SCADAS Mobile для измерения вибрации использовались однокомпонентные датчики вибрации фирмы PCB. Внешний вид показан на рисунке 7.



Рисунок 7. Датчик вибрации фирмы PCB

Технические данные датчика вибрации:

- чувствительность ($\pm 10\%$) – 10 мВ/г;
- динамический диапазон – ± 500 г;
- частотный диапазон – 0,3-15000 Гц;

- разрешение – 0,005 м/с² (СКЗ);
- резонансная частота – ≥ 50 кГц.

На рисунке 8 показаны спектры измеренных виброускорений крышки подшипников для случая подшипника с износом (а) и для вновь установленного нового подшипника (б).

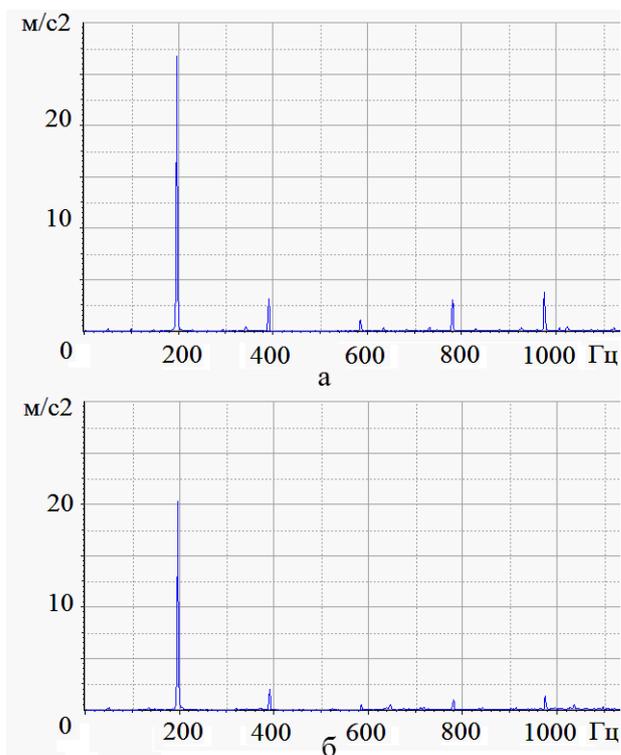


Рисунок 8. Спектры виброускорений

Анализ измерений показал, что основным источником колебательной энергии является винтовая компрессорная установка, принцип работы которой связан с дискретностью подачи газа при его вытеснении из парной полости винтов.

Из анализа спектров (рисунок 8) установлено, что максимум вибрации на частоте близкой к 200 Гц. Это частота выкида порций газа из парной полости компрессора. Ведущий вал вращается с частотой около 50 Гц, и за один оборот ротора вытесняется газ из 4 полостей. Поэтому за 1 секунду вал делает 50 оборотов по 4 порции газа.

3 Анализ вибрационного состояния

Анализ вибрационного состояния

подшипников качения при дефекте «износ внутренней обоймы подшипника» принято производить по нескольким направлениям:

- на основе интенсивности характерных для этого дефекта составляющих спектра;
- на базе оценки параметров модуляционных явлений.

Для эффективной идентификации дефектов подшипников качения принято оценивать параметры амплитудной (АМ) и частотной (ЧМ) модуляций.

Методика оценки глубины АМ заключается в выборе частотной области фильтрации узкополосного процесса (обычно 1/3 октавы, т.е. 23%), выделении огибающей, спектрального анализа огибающей, нормировании полученного спектра относительно среднего значения огибающей [1]. Полоса узкополосного процесса обычно выбирается или в области шумовой составляющей спектра, или на резонансной частоте интересующего узла машины, или около некоторой дискретной составляющей спектра. В нашем случае выбраны некоторые дискретные составляющие, кратные роторной гармонике.

Оценка индекса ЧМ заключается в расчёте текущей частоты узкополосного процесса (нами используется алгоритм, изложенный в [2], обычно используют преобразование Гильберта), получение по массиву текущей частоты автоспектра и расчёта индекса частотной модуляции путём деления величины частоты по оси Y на частоту интересующей составляющей (ось X) [3].

При износе внутренней обоймы подшипника можно выделить несколько характерных частот [4]:

- частота возбуждения при изменении формы дорожки

$$f_{\text{дор}} = \frac{f_1 \cdot z}{2} \cdot \left(1 + \frac{d_{\text{ш}}}{D_0}\right) \quad (1)$$

где f_1 – частота вращения ротора (внутренней обоймы подшипника), z – число тел качения (12 шт.), $d_{\text{ш}}$ – диаметр тел качения (16,58 мм), $D_0 = (D_{\text{вн}} + D_{\text{н}})/2$ –

диаметр окружности, проходящей через центр шариков, $D_{\text{вн}}$ – диаметр внутренней обоймы (100 мм), $D_{\text{н}}$ – диаметр наружной обоймы (215 мм). В скобках представлены соответствующие геометрические параметры подшипника;

- частота возбуждения при волнистости дорожки

$$f_{\text{вол}} = f_{\text{дор}} \frac{n}{q} \quad (2)$$

где n – число волн, q – наибольший общий делитель между z и n ;

- частота возбуждения при неравномерном износе вращающегося кольца $2f_1$;

- частота возбуждения при возникновении радиального зазора в подшипнике $z/(2f_1)$.

Кроме того, значительный износ подшипника может привести к возбуждению колебаний на основных характерных частотах подшипника (f_C , f_{TK} , f_H , f_{BH}) [5] и их суммарных и разностных частот.

Частота вращения сепаратора

$$f_C = \frac{f_1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cdot \cos \beta\right) \quad (3)$$

где β – угол контакта в градусах.

Частота вращения тел качения

$$f_{\text{TK}} = \frac{f_1}{2} \cdot \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{ш}}}{D_0}\right)^2 \cdot \cos^2 \beta\right] \quad (4)$$

Частота мелькания тел качения по наружному кольцу

$$f_H = z \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cdot \cos \beta\right) \quad (5)$$

Частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу

$$f_{\text{BH}} = z \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cdot \cos \beta\right) \quad (6)$$

Анализ автоспектров (рисунок 8), полученных на крышке подшипников для случая подшипника с износом (а) и для вновь установленного (б), показывает:

- превалирование в спектре кратных гармоник относительно четвертой от частоты f_1 ;

– сложность идентификации составляющих, описанных выше, из-за их низкой интенсивности.

Для выявления диагностических признаков износа оценим параметры модуляции. На рисунках 9-12 представлены данные для подшипника с износом (верхний рисунок) и для нового (нижний рисунок). Для амплитудной модуляции по оси Y представлена глубина АМ. Для ЧМ по оси Y – индекс ЧМ (в обоих случаях это безразмерные величины). Для глубины АМ принята следующая градация по пороговым значениям:

- слабый дефект – 5-7%;
- сильный дефект – 20%;
- средний дефект – как среднее значение между ними.

По индексу ЧМ таких данных нет. Разделение состояний производится по анализу соответствующих статистик.

На рисунке 9 представлены спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 519-654 Гц (23% от частоты 12 гармоники f_1). Глубина амплитудной модуляции для изношенного подшипника на частоте f_1 более чем в два раза выше, чем для нового подшипника.

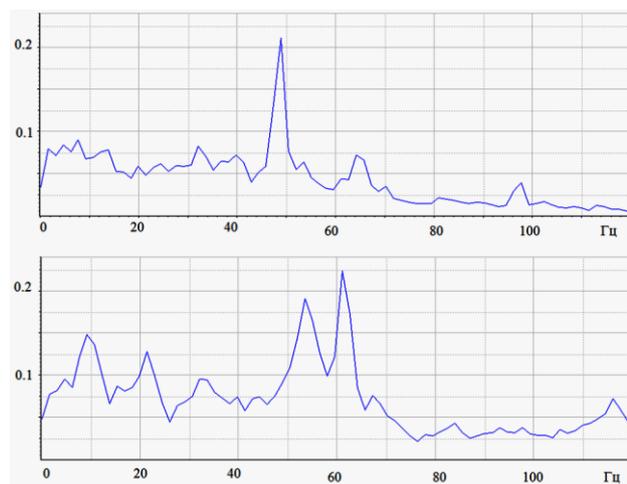


Рисунок 9. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 519-654 Гц (АМ)

На рисунке 10 представлены аналогичные данные для случая частотной модуляции. Здесь индекс частотной модуляции на

частоте f_1 более чем в три раза выше для случая подшипника с износом.

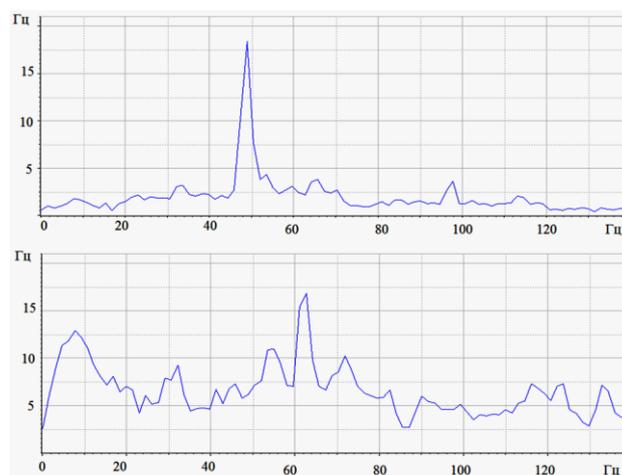


Рисунок 10. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 519-654 Гц (ЧМ)

На рисунке 11 приведены данные по частотной модуляции для узкополосного процесса в полосе 135-255 Гц (23% от частоты 4 гармоники f_1). Здесь индекс частотной модуляции на комбинационной частоте $f_H - f_{TK}$ в 2,7 раза больше для подшипника с износом.

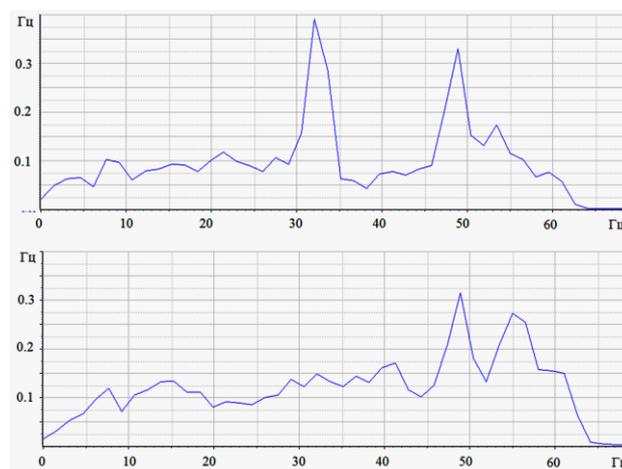


Рисунок 11. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 135-255 Гц (ЧМ)

На рисунке 12 представлены данные по частотной модуляции узкополосного процесса в полосе 3455-4353 Гц (23% от частоты 80 гармоники f_1). Здесь индекс частотной модуляции на частоте $4f_1$ более чем в два раза выше для случая подшипника с износом.

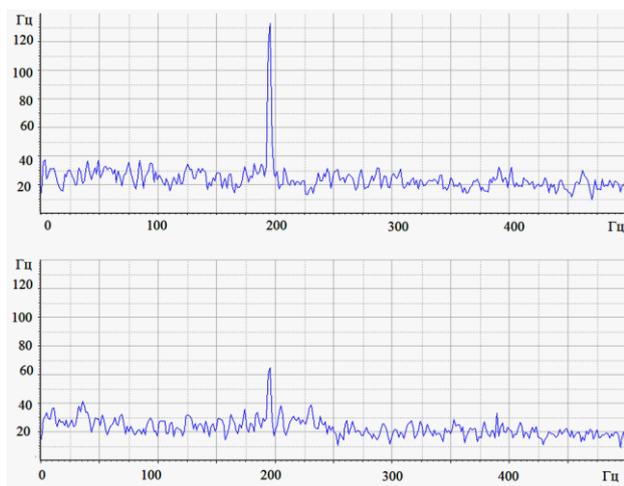


Рисунок 12. Спектры огибающей узкополосного процесса в полосе 3455-4353 Гц (ЧМ)

На следующих двух рисунках представлены спектры амплитудной (рисунок 13) и частотной (рисунок 14) модуляций в узкополосном процессе шириной 23% около составляющей $10f_{BH}$.

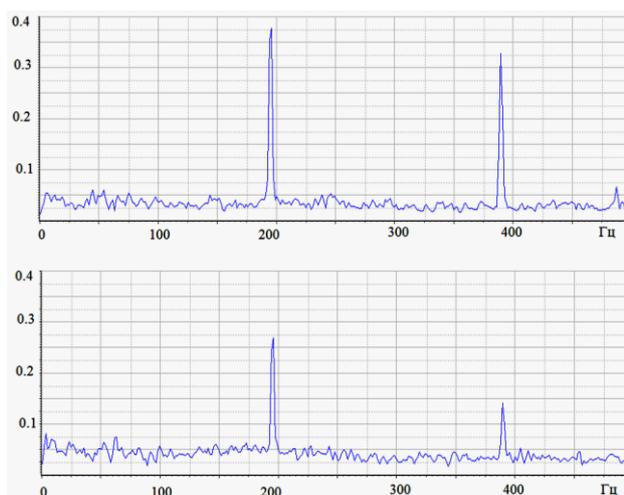


Рисунок 13. Спектры амплитудной модуляции около составляющей $10f_{BH}$

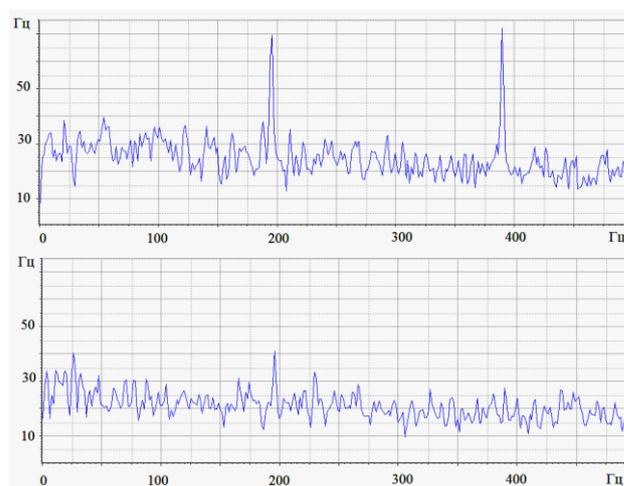


Рисунок 14. Спектры частотной модуляции около составляющей $10f_{BH}$

Как видно из представленных данных, на изношенном подшипнике глубина амплитудной модуляции на частоте $4f_i$ в 1,4 раза выше, на частоте $8f_i$ – в 2,4 раза. Индекс частотной модуляции соответственно выше в 1,8 и в 2,7 раза.

4 Заключение

Таким образом, полученные данные показывают, что для данного типа дефекта, применительно к исследуемому объекту, использование параметров прямого автоспектра малоэффективно. Для рассматриваемого случая наиболее эффективными являются параметры амплитудной и частотной модуляций. Причём, последняя в рассмотренных случаях более чувствительна, чем параметры амплитудной модуляции. Полученные результаты могут быть использованы при разработке соответствующих методик износа внутренней обоймы подшипника для рассмотренного типа машин.

5 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 0777-2020-0015).

Список литературы

[1] Диагностика дефектов машинного оборудования в нелинейной вибродиагностике методом каскадной демодуляции вибрации [Текст] / Ф.Я. Балицкий, А.Г. Соколова, Г.В. Долаберидзе [и др.] // Вестник научно-технического развития. – 2013. – № 12 (76). – С. 3-12.

[2] Оценка ширины дискретных составляющих спектра энергетических машин [Текст] / А.Е. Сундуков, Е.В., Сундуков, А.В. Бит-Зая [и др.] // Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. Вестник СНЦ РАН. – 2006. – С. 194-197.

[3] Неразрушающий контроль: Справочник: в 7 т./ под ред. акад. РАН В.В. Клюева, Т.7, кн.2. Вибродиагностика [Текст] / Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, И.А. Баркова [и др.]. – М.: Машиностроение, 2005. – 828 с.

[4] Лукьянов, А.В. Классификатор виброакустических признаков отказов центробежного машинного оборудования [Текст] / А.В. Лукьянов. – Иркутск: ИНИКИХМ, 1999. – 195 с.

[5] Коллакот, Р.А. Диагностирование механического оборудования [Текст] / Р.А. Коллакот. – Л.: Су-достоение, 1980. – 296 с.

ANALYSIS OF THE VIBRATION STATE OF ROLLING BEARINGS WITH THE DEFECT "WEAR OF THE INNER BEARING CAGE"

**Maxim V. Balyaba,
Alexander N. Kryuchkov,
Mikhail A. Ermilov,
Sergey M. Plotnikov,
Elena N. Ermilova,
Anna N. Vidyaskina**

Samara National Research University 34,
Moskovskoeshosse, Samara, 443086,
Russian Federation

bmw-surgut@yandex.ru

In this paper, the issues that need to be taken into account when analyzing the vibration state of rolling bearings with the defect "wear of the inner bearing cage" are touched upon. A design diagram of rolling bearings and a diagram of the forces acting on the bearings during their operation in a screw compressor are presented. Studies of the vibration state of rolling bearings on an operating screw compressor at a real industrial facility have been carried out. Vibration measurements were carried out when the compressor was operating with new bearings and with workers on whom there was obvious wear of the inner cage. The effect of wear of the inner bearing cage on the vibration state of the screw compressor is shown. It is established that for this type of bearing defect, in relation to the object under study, when analyzing the vibration state, the use of direct autospectral parameters is ineffective. For the case under consideration, the most effective are the parameters of amplitude and frequency modulation.

Key words: screw compressor; rolling bearings; vibration state; amplitude modulation; frequency modulation

Reference

- [1] Balitskiy, F.Ya, Sokolova, A.G., Dolaberidze, G.V., Ivanova, A.I. (2013), "Diagnostics of machine equipment defects in nonlinear vibration diagnostics by cascade vibration demodulation" ["Diagnostika defektov mashynogo oborudovaniya v nelineynoy vibrodiagnostike metodom kaskadnoy demodulyatsyi vibratsyi"], Bulletin of Scientific and Technical development [Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya], V. 76, No. 12, pp. 3-12. (in Russian).
- [2] Sundukov, A.E, Sundukov, E.V., Bit-Zaya, A.V., Roslyakov, A.D. (2006), "Estimation of the width of discrete components of the spectrum of energy machines" ["Otsenka shyriny diskretnykh sostavlyayushchikh spektra energeticheskikh mashin"], Izvestia of RAS SamSC [Vestnik SNTs RAN], pp. 194-197. (in Russian).
- [3] Balitskiy, F.Ya, Barkov, A.V., Barkova, B.A., Klyuev, V.V. (2005), Non-destructive testing [Nerazrushayushchiy kontrol'], Mashinostroenie Publishers, Moscow, 828 p. (in Russian).
- [4] Luk'yanov, A.V. (1999), Classifier of vibroacoustic signs of failures of centrifugal machinery [Klassifikator vibroakusticheskikh priznakov otkazov tsentrobezhnogo mashynogo oborudovaniya], INIKIKhM, Irkutsk, 195 p. (in Russian).
- [5] Kollakot, R.A. (1980), Diagnostics of mechanical equipment [Diagnostirovanie mekhanicheskogo oborudovaniya], Leningrad, 296 p. (in Russian).

ВОЛНОВОЙ ГЕНЕРАТОР ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ГИДРОПРИВОДА

Возобновляемой энергетикой называется производство энергии из неисчерпаемых по человеческим масштабам ресурсов. Главным принципом является использование энергии процессов, происходящих в окружающей среде.

**Т. Д. Комаров,
В. Я. Свербилов**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

0121998@mail.com

Альтернативная энергетика – это набор перспективных методов получения, передачи и использования энергии, встречающиеся реже традиционных, но представляющие интерес ввиду низкого риска причинения вреда окружающей среде.

В настоящее время выработка электроэнергии через использования энергии волн не распространено и является экспериментальным. Тем не менее, она является одним из наиболее перспективных возобновляемых источников энергии, а также обладает потенциалом стать одной из основных составляющих мировой выработки энергии.

В настоящей работе спроектирован волновой генератор на базе гидропривода. Рассмотрены различные варианты исполнения данной установки, а также проанализированы существующие конструкции подобных устройств. Исходя из этого, выбрана наиболее эффективная конструкция установки.

Выполнены такие этапы, как конструирование установки в целом, проектирование гидравлической схемы установки, расчёт элементов системы на удовлетворение техническим требованиям, подбор стандартных компонентов и изделий, расчёт эффективности и компьютерное моделирование работы системы.

Ключевые слова: альтернативная энергетика; возобновляемые источники энергии; волновой генератор; проектирование гидравлической схемы; диаграмма Санки; расчёт эффективности

1 Введение

Возобновляемой энергетикой называется производство энергии из неисчерпаемых по человеческим масштабам ресурсов. Главным принципом является использование энергии процессов, происходящих в окружающей среде. В 2015 году около 19,3% мирового потребления энергии было удовлетворено возобновляемыми источниками энергии [1].

Альтернативная энергетика – это набор перспективных методов получения, передачи и использования энергии, встречающиеся реже традиционных, но представляющие интерес ввиду низкого риска причинения вреда окружающей среде.

Восьмого октября 2018 года Межправительственной группой экспертов по изменению климата был представлен «Специальный доклад о Глобальном

потеплении на 1.5 градуса» [6], направленный на акцентировании внимания мировой общественности на проблеме глобального потепления. Одним из решений данной задачи, а именно уменьшении выброса углекислого газа в атмосферу, является увеличение доли энергетике, основанной на возобновляемых источниках энергии, в мировом производстве энергии.

В «докладе о реализации Энергетической Стратегией России на период до 2030 года по итогам 2018» [7] установлено направление совершенствования мер государственного регулирования на среднесрочную перспективу в электроэнергетике и теплоснабжении: «запуск новых механизмов поддержки ВИЭ, ориентированных на дальнейшее развитие технологической и производственной базы внутри страны, а также экспорт российского оборудования ВИЭ». Особенно остро вопрос

об обеспечении энергией населения встаёт в районах автономного (децентрализованного) энергоснабжения.

При этом, в сравнении с США и странами ЕС, использование возобновляемых источников энергии в России находится на низком уровне [1]. Это обуславливается доступностью ископаемых энергоносителей и отсутствием специального положения о стимулирующем тарифе, по которому государство покупает электроэнергию, произведённую на основе возобновляемых источников энергии [2]. Этот тариф состоит из нескольких положений:

- Гарантия подключения к сети;
- Долгосрочный контракт на покупку всей электроэнергии, произведённой из возобновляемых источников энергии;
- Надбавка к стоимости произведённой электроэнергии.

По прогнозу Института энергетических исследований Российской академии наук и Центра энергетики Московской школы управления «Сколково», к 2040 год возобновляемые источники энергии обеспечат от 35 до 50% мирового

производства электроэнергии и от 19 до 25% всего энергопотребления [3].

2 Разработка и проектирование установки

Принцип работы волнового генератора следующий (рисунок 1): буй благодаря своей плавучести перемещается совместно с волновым движением водной поверхности. К нему присоединён шток гидроцилиндра, что обеспечивает их совместное движение. Перемещение штока с поршнем приводит к вытеснению рабочей жидкости из полостей гидроцилиндра. Вытесненная жидкость поступает в гидросистему установки, где обеспечиваются необходимые параметры рабочей жидкости. После этого она поступает к гидромотору, где происходит преобразование гидравлической энергии в механическую. Вал гидромотора механически соединён с валом электрогенератора, что приводит к генерации электроэнергии. Произведённая энергия направляется в электросистему установки для её стабилизации, после чего она поступает к потребителю.



Рисунок 1. Структурная схема волнового генератора

В состав гидравлической системы проектируемой установки входят:

1. Буй;
2. Гидроцилиндр;
3. Гидромост;
4. Пневмогидравлический аккумулятор;
5. Гидромотор;
6. Электрогенератор;
7. Гидробак.

Принцип работы гидравлической системы волнового генератора (рисунок 2)

следующий: буй 1 благодаря своей плавучести перемещается совместно с волновым движением водной поверхности. К нему присоединён шток гидроцилиндра 2, что обеспечивает их совместное движение. Перемещение штока с поршнем приводит к вытеснению рабочей жидкости из полостей гидроцилиндра. Вытесненная жидкость поступает к организованному из обратных клапанов гидромосту 3. Это обеспечивает постоянность направления течения жидкости. В линии нагнетания установлен

пневмогидравлический аккумулятор 4, необходимый для демпфирования пульсаций давления и создания равномерного расхода рабочей жидкости в линии. После этого рабочая жидкость поступает к гидромотору 5, где происходит преобразование гидравлической энергии в механическую. Вал гидромотора соединён с валом электрогенератора 6, что приводит к

генерации электроэнергии. После прохождения гидромотора рабочая жидкость направляется к гидробаку 7, необходимому для предотвращения разрежения в системе. Таким образом в системе обеспечивается замкнутый контур, необходимый для постоянной работы установки. Рабочей жидкостью принимается гидравлическое масло МГ-30 в соответствии с ТУ 38.10150.

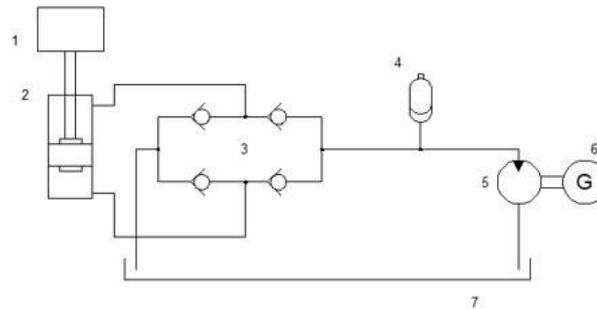


Рисунок 2. Гидравлическая схема волнового генератора

В состав электрической системы установки (рисунок 3) входят:

G1 – Электрогенератор;
T1 – Стабилизатор напряжения

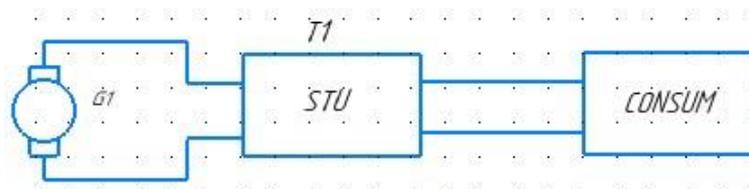


Рисунок 3. Электрическая схема волнового генератора

Для расчёта эффективности проектируемой установки рассмотрим следующие составляющие суммарных энергетических потерь [5]:

- Потери мощности в гидроцилиндре $L_{ГЦ}$;
- Потери мощности в гидроаппаратуре $L_{ГА}$;

- Потери мощности в гидромоторе $L_{ГМ}$;
- Потери мощности в электрогенераторе $L_{ЭГ}$.

Таким образом, была составлена диаграмма Санки, представленная на рисунке 4.

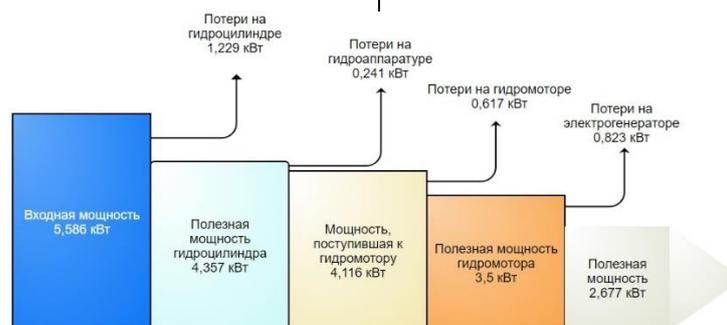


Рисунок 4. Диаграмма Санки для расчётного режима работы установки

При расчёте модели установки используется программный пакет Simcenter Amesim.

Воздействие волновой энергии на буй и буя на шток цилиндра упрощено и принято за синусоидальное воздействие с

амплитудой и частотой рассчитанного усилия.

В результате моделирования процесса работы установки был получен график мощности на выходном валу гидромотора, представленный на рисунке 5.

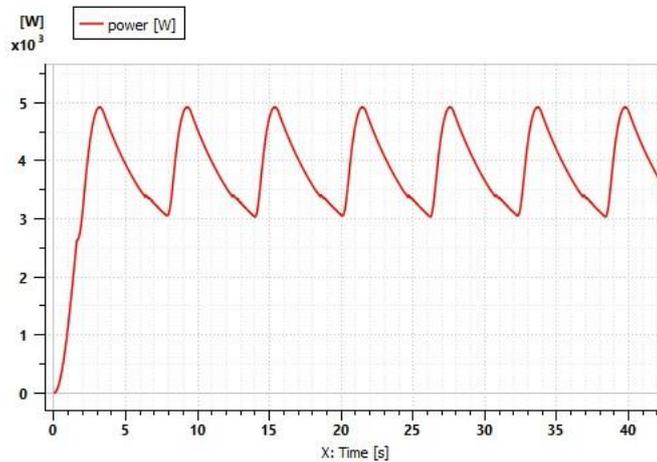


Рисунок 5. График мощности на выходном валу гидромотора

Для анализа работы установки при меньшей мощности волны было проведено моделирование процесса работы установки

при 20, 40, 60 и 80% силы входного воздействия. Полученные графики представлены на рисунке 6.

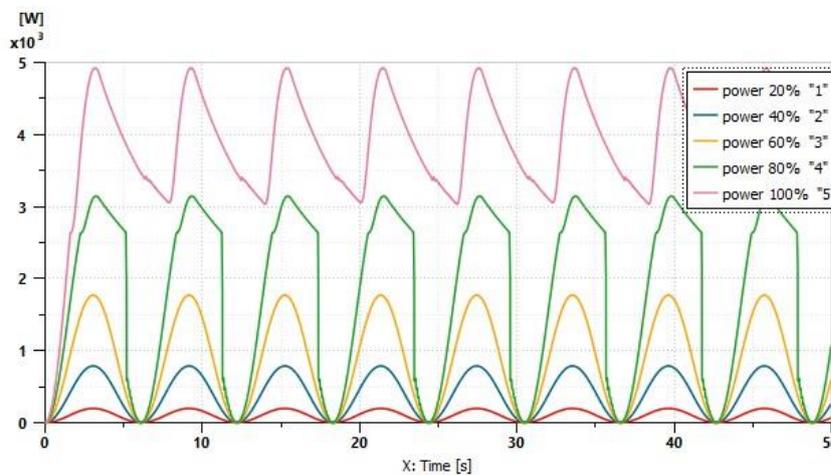


Рисунок 6. Графики выходной мощности при уменьшении силы входного воздействия

Из анализа рисунка 6 можно сделать вывод, что при уменьшении мощности волны наблюдается снижение мощности на выходном валу по нелинейной

характеристике. Это связано с работой гидравлической системы на нерасчётном режиме работы, что можно наблюдать по графику частоты вращения ротора гидромотора на рисунке 7.

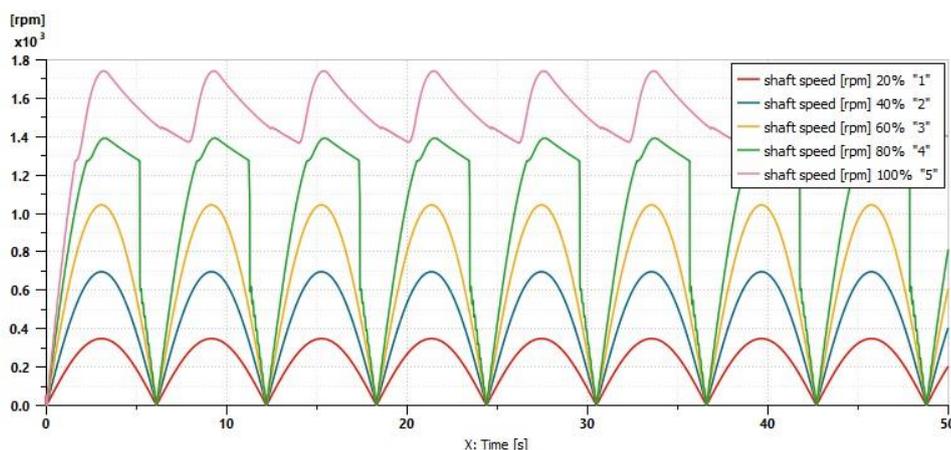


Рисунок 7. График частоты вращения ротора гидромотора при уменьшении силы выходного воздействия

3 Заключение

Разработанная установка позволяет преобразовывать волновую энергию водной поверхности в электрическую энергию для потребителей.

Дальнейшие исследования и модернизация установки направлены на расширение возможностей её использования и увеличения эффективности преобразования энергии.

Список использованных источников

- [1] REN21 Renewables 2017 Global Status Report/ под ред. А. Зевроса – Париж, 2017. – 302 с. – ISBN 978-3-9818107-6-9.
- [2] REN21 Renewables 2015 Global Status Report/ под ред. А. Зевроса – Париж, 2015. – 251 с. – ISBN 978-3-9815934-6-4.
- [3] Прогноз развития энергетики мира и России 2019 / под ред. А.А. Макарова, Т.А. Митровой, В.А. Кулагина; ИНЭИ РАН – Московская школа управления Сколково – Москва, 2019. – 210 с. - ISBN 978-5-91438-028-8

[4] ТУ 38.10150-79. Масла гидравлические для гидроприводов объёмного типа МГ-20, МГ-30. Технические условия [текст]. – Введ. 1980-03-01.

[5] Энергоэффективность пневматического отбора мощности для волнового преобразователя энергии / М. Лиерманн, С. Атшан, О. Самхури; Международный журнал морской энергетики – 2015. – 14 с.

[6] Глобальное потепление на 1,5 °С. Специальный доклад МГЭИК о последствиях глобального потепления на 1,5 °С выше доиндустриальных уровней и о соответствующих траекториях глобальных выбросов парниковых газов в контексте укрепления глобального реагирования на угрозу изменения климата, а также устойчивого развития и усилий по искоренению бедности [текст] / В. Муфума-Окия [и др.], отв. Ред. Т. Мейкок. – Швейцария, Женева: Всемирная Метеорологическая Организация, 2019. – 35 с.

[7] Доклад о реализации энергетической стратегии России на период до 2030 года по итогам 2018 года [электронный ресурс] / официальный сайт Министерства Энергетики Российской Федерации // режим доступа: <https://minenergo.gov.ru/view-pdf/1026/100241>

WAVE GENERATOR BASED ON A HYDRAULIC SYSTEM

Renewable energy is the production of energy from resources that are inexhaustible on a human scale. The main principle is the use of energy from processes occurring in the environment.

Alternative energy is a set of promising methods for obtaining, transferring and using energy, which are less common than traditional ones, but are of interest due to the low risk of causing harm to the environment.

Currently, the generation of electricity through the use of wave energy is not common and is experimental. Nevertheless, it is one of the most promising renewable energy sources, and also has the potential to become one of the main components of the world's energy production.

In this work, a wave generator based on a hydraulic system has been designed. Various versions of this installation are considered, and the existing designs of such devices are analyzed. Based on this, the most efficient design was selected.

The following stages have been completed: the design of the wave generator, the design of the hydraulic system, the calculation of the system elements according to the technical requirements, the selection of standard components and units, the calculation of efficiency and mathematical modeling of the system operation.

Key words: *alternative energy; renewable energy sources; wave generator; hydraulic circuit design; strength calculation; efficiency calculation*

**Timofei D. Komarov,
Victor Ya. Sverbilov**

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

0121998@mail.com

References

- [1] REN21 (2017), Renewables 2017 Global Status Report, ISBN 978-3-9818107-6-9, Paris, 302 p.
- [2] REN21 (2015), Renewables 2015 Global Status Report, ISBN 978-3-9815934-6-4, Paris, 251 p.
- [3] Makarov, A. (2019), Forecast of energy development in the world and in Russia. [Prognoz razvitiya energetiki v mire I Rossii], ISBN 978-5-91438-028-8, ERIRAS, Moscow, 210 p.
- [4] TC 38.10150-79. Hydraulic oils for volumetric hydraulic systems MG-20, MG-30. Technical conditions [TU 38.10150-79. Masla gidravlicheskie dlya gidroprivodov ob'emnogo tipa MG-20, MG-30. Tehnicheskie uslovia], Moscow, 1980
- [5] Liermann, M. (2015), "Energy Efficiency of Pneumatic Power Take-Off for Wave Energy Converter", International Journal of Marine Energy, October 2015, pp.1-31.
- [6] IPCC, 2018, Global Warming of 1.5°C. An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty [V. Masson-Delmotte, P. Zhai, H. O. Pörtner, D. Roberts, J. Skea, P.R. Shukla, A. Pirani, W. Moufouma-Okia, C. Péan, R. Pidcock, S. Connors, J. B. R. Matthews, Y. Chen, X. Zhou, M. I. Gomis, E. Lonnoy, T. Maycock, M. Tignor, T. Waterfield (eds.)]. In Press.
- [7] "Report on the implementation of the energy strategy of Russia for the period up to 2030 at the end of 2018" ["Doklad o realizacii energeticheskoy strategii Rossii na period do 2030 goda po itogam 2018 goda"], available at: <https://minenergo.gov.ru/view-pdf/1026/100241>

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ С ПОЛУЧЕНИЕМ СПЕКТРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ SIMHYDRAULICS MATLAB

Э.Г. Берестовицкий,
М.В. Соловьев

АО «Концерн «НПО «Аврора»,

ул. Карбышева, 15,
г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация, 196024

berest40@mail.ru

К современным гидравлическим системам предъявляются жесткие требования по шуму и вибрации. В имеющемся объеме работ много внимания уделяется большому количеству факторов, зачастую без учета их взаимовлияния. В общем случае их можно разделить на схемно-конструктивные, системные и принципиальные решения. В настоящее время развитие науки и техники находится на том уровне, когда дальнейшее улучшение акустического качества отдельных элементов и систем в целом возможно при исследовании возникающих процессов на стыке наук. В связи с этим в работе рассматриваются возможности моделирования волновых процессов в гидравлических системах управления с последующим получением акустических характеристик, что представляет собой совместное использование математического аппарата теории управления и методов акустики. В качестве одного из наиболее подходящих средств решения поставленных задач в работе рассматривается программный комплекс Simhydraulics Matlab. Наряду с математическими моделями элементов системы управления в работе предложены акустические модели элементов, которые учитываются при моделировании переходных процессов в системе. На основе полученных результатов предлагаются дополнительные критерии оценки качества систем управления.

Ключевые слова: регулирующие органы, системы управления, ВШХ, ГДШ, математическое моделирование, малошумность, Simhydraulics Matlab.

1 Введение

В настоящее время развитие науки и техники находится на том уровне, когда дальнейшее улучшение акустического качества отдельных элементов и систем в целом возможно при исследовании возникающих процессов на стыке наук. В связи с этим в работе рассматриваются возможности моделирования волновых процессов в системах управления расходом питательной воды с последующим получением акустических характеристик, что представляет собой совместное использование математического аппарата теории управления и методов акустики.

В качестве одного из наиболее подходящих средств решения поставленных

задач в работе рассматривается подход сквозного проектирования с использованием программных комплексов Simhydraulics Matlab, Ansys Fluent и Solidworks. Такой подход позволяет получать комплексную математическую модель и на основе полученных результатов моделирования выработать дополнительные критерии оценки качества систем управления.

2 Комплексная математическая модель

Комплексной будем называть математическую модель, которая помимо основных дифференциальных уравнений, описывающих работу системы, будет включать в себя описание элементов моделями теории акустики.

Например, математическое описание системы управления помимо уравнений элементов системы [1, 2], может включать в себя модели распространения волн по трубопроводным трактам. При дальнейшей необходимости возможно значительно расширить состав математического описания добавляя модели акустики насосов, регуляторов и других элементов системы, учитывая процессы распространения звуковых волн.

Важно отметить, что в случае сквозного проектирования происходит совместное использование математического аппарата вычислительной гидродинамики (ВГД) и реализованной математической моделью

системы в Matlab, - т.е. в комплексную математическую модель включаются модели турбулентности, пристеночные функции, уравнения динамики и статики деформируемого тела. Модель системы управления в Matlab принято называть 1D-моделью.

Также, возможность более полного математического описания всех элементов системы дает возможность встраивать в 1D-модель параметры из 3D-модели. На рисунке 1 показана 3D-модель регулирующего органа, полностью импортированная в виде набора связей и параметров, переданная из SolidWorks в Matlab средствами Simscape Matlab.

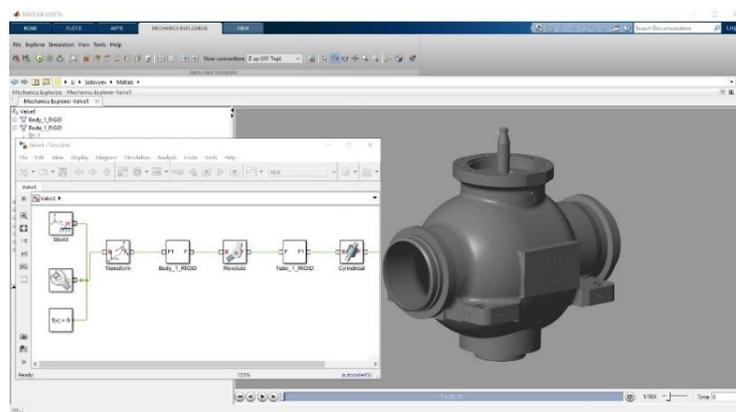


Рисунок 1. 3D-модель регулирующего органа в Simscape Matlab

Таким образом, закон движения элементов регулирующего органа при переходном процессе в системе управления реализуется в Matlab и параллельно с этим происходят вычисления методами ВГД [3] (ЛОГОС, Ansys Fluent, FlowVision). Выбранные параметры поступают из

аппарата ВГД в качестве входных сигналов для учета при вычислениях в 1D-модели.

На рисунке 2 показана объектно-ориентированная модель системы управления расходом питательной воды энергетической установки с учетом моделей акустики.

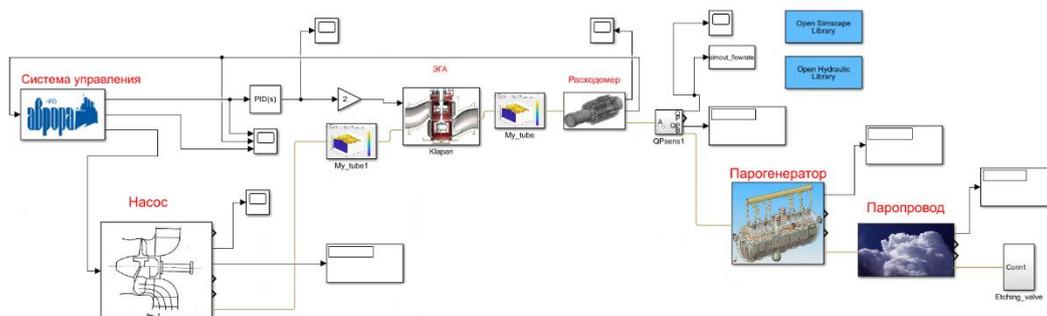


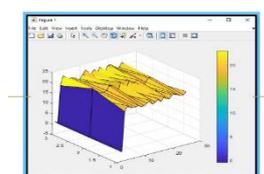
Рисунок 2. Объектно-ориентированная математическая модель

3 Подход к реализации распространения волн в Matlab

Наряду с математическими моделями элементов системы управления в работе предложены акустические модели элементов, которые учитываются при моделировании переходных процессов в системе. В качестве примера на рисунке 3

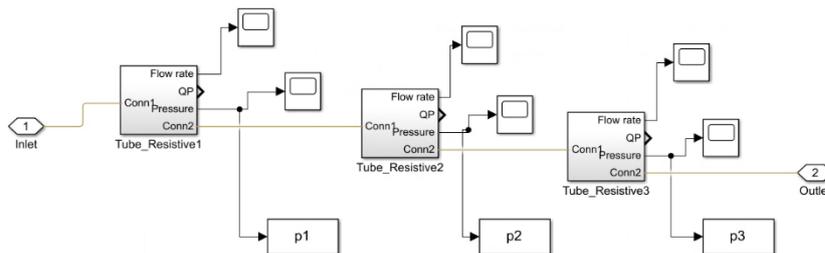
представлена акустическая модель участка трубопровода.

На рисунке 3 а, б показаны иконка блока из состава математической модели Matlab и сама модель измерительного участка перед малошумным регулирующим органом. Аналогичная модель располагается также и за ним, что полностью повторяет измерительный тракт при натурных испытаниях.



My_tube1

а)



б)

Рисунок 3. Акустическая модель участка трубопровода

а) Иконка Блока, б) Измерительный участок

За основу реализации распространения акустических волн в трубопроводных трактах взяты рекомендации по использованию нестационарных гидродинамических моделей, описывающих переходные процессы в магистральном трубопроводе с распределенными параметрами с заданным шагом по координате длины трубопровода из работы [4].

С помощью стандартных блоков Simhydraulics Matlab в модели описываются волновое уравнение Лайтхилла, акустическое влияние упругого

трубопровода, сжимаемость жидкости Hydraulic_Resistive_Tube, Fluid_Inertia и Constant_Volume_Hydraulic_Chamber. В зависимости от необходимой степени точности учета волновых процессов возможно дополнение и уточнение используемых блоков и их математических моделей, описанных при помощи встроенных языков программирования Matlab и Simscape Language.

Результаты математического моделирования переходного процесса распространения волн показаны на рисунке 4 в виде изменения значений давления по длине трубопровода.

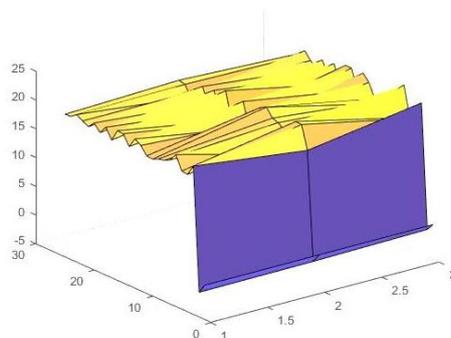


Рисунок 4. Нестационарные процессы распространения волн при различных параметрах системы

Информация представленная на рисунке 4 передается в виде массива данных пульсаций давлений в определенных точках для дальнейшего анализа. На основе последующего анализа вырабатываются дополнительные критерии оценки качества системы управления.

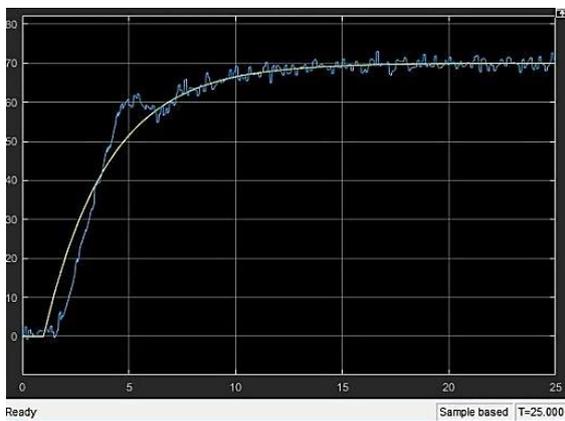
4 Дополнительные критерии оценки качества

В классической теории управления существует ряд общепринятых критериев оценки качества динамики системы по параметрам переходных процессов. Для оценки с точки зрения акустического

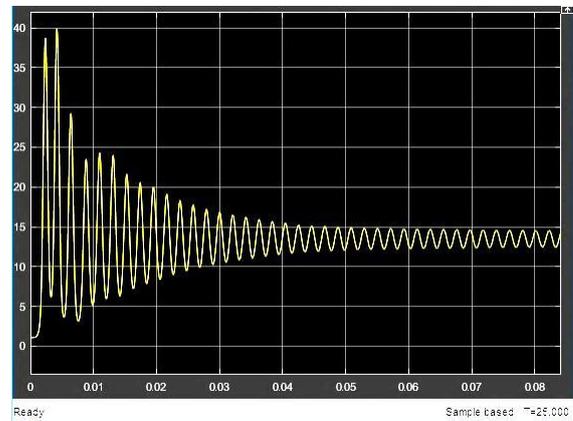
совершенства те или иные переходные процессы предлагается оценивать с помощью дополнительных критериев, основанных на методах теории акустики.

Оценка качества – это численный показатель качества системы, который выбирается так, чтобы подчеркнуть наиболее важное требование, предъявляемое к системе.

На рисунке 5 а показаны линии переходных процессов с учетом акустических явлений и без. Учет акустики позволит далее ввести дополнительные критерии оценки качества динамики системы. Также на рисунке 5 б показаны колебания давления.



а)



б)

Рисунок 5. Дополнительные критерии оценки

Дополнительные оценки качества предлагаются в виде классических для акустики спектральных характеристик звуковой мощности в частотном диапазоне и интегральных характеристик, например пульсаций давления.

В первом случае, для получения спектральной характеристики удобно использовать быстрое преобразование Фурье имеющихся массивов данных пульсаций давлений. Спектральная плотность мощности вычисляется следующим образом.

$$PSD_k = \begin{cases} |F_0|^2, & k=0 \\ 2 \frac{|F_k|^2}{\Delta f}, & k=1, \dots, \frac{N}{2}-1 \end{cases}$$

где $\Delta f = \frac{1}{\Delta t}$,

$k\Delta f$ – частота k-ого сигнала;

$$F_k = \begin{cases} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N X_n, & k=0 \\ \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N-1} \left(X_n \exp\left(-j \frac{2\pi}{N} nk\right) \right), & k=1, \dots, \frac{N}{2}-1 \end{cases}$$

X_n – отклонение параметра от среднего значения при n-ом измерении;

N – количество измерений за рассматриваемый интервал времени Δt ;

Δt – рассматриваемый интервал времени.

Так как результаты натуральных измерений представлены в виде 1/3-октавной спектрограммы, АЧХ, полученные при вычислительном моделировании были так

же пересчитаны в 1/3-октавный спектр. На рисунке 6 представлено сравнение расчета и

эксперимента для шума, излучаемого регулирующим органом.

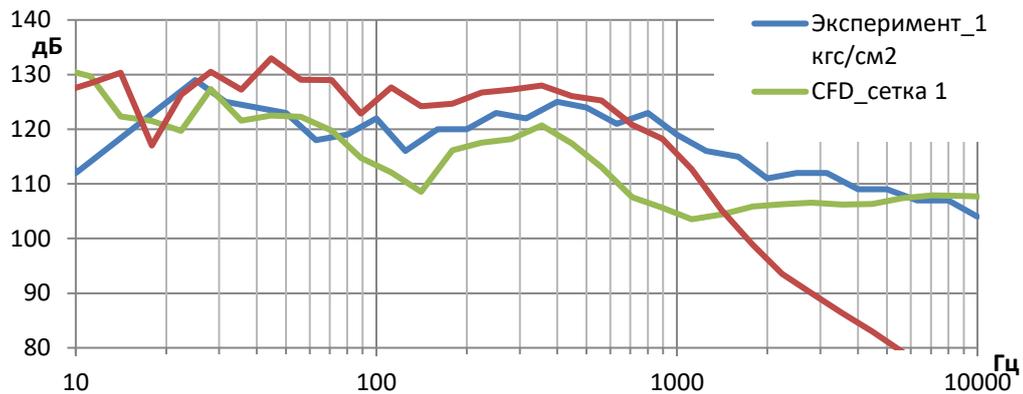


Рисунок 6. Спектральные характеристики ГДШ

Во втором случае могут быть использованы элементы оптимального управления техническими средствами [5]. Система считается оптимальной системой управления, если ее параметры выбраны таким образом, что оценка качества принимает экстремальное (обычно минимальное) значение. Чтобы оценка качества имела реальный смысл, она должна представлять собой число, которое всегда положительно или равно нулю. Тогда наилучшей системой будет та, в которой эта оценка имеет минимальное значение.

В этом свете, одним из видов оценки качества может служить интеграл от квадрата ошибки. Возможно использование интеграл от модуля ошибки, интеграл от взвешенного модуля ошибки или интеграл от взвешенного квадрата ошибки.

Оценка качества с помощью интеграла взвешенного модуля ошибки является наилучшей из рассмотренных, т. к. с ее помощью проще всего находить минимальное значение интеграла при изменении параметров системы.

4 Заключение

Таким образом, основными этапами реализации предложенного метода сквозного моделирование распространения акустических волн в гидравлических системах управления с получением

спектральных характеристик распределения звуковой мощности являются:

- построение комплексной математической модели на стыке теории управления и акустики;
- исследование методами вычислительной гидродинамики течения рабочей среды в регулирующем органе в трехмерной полноразмерной геометрической постановке задачи с проведением анализа их акустического качества;
- исследование и оценка динамических характеристик системы управления с малошумными регулирующими органами на базе комплексной математической модели;
- математическая обработка полученных массивов данных в форме дополнительных критериев оценки качества системы управления.

Полезным свойством предложенного методами является возможность контроля и обеспечения малошумности регулирующих органов во всех диапазонах регулирования в статическом и динамическом режимах. Данное качество должно быть присуще всем современным и перспективным системам управления с малошумными регулирующими органами.

Список использованных источников

- [1] Берестовицкий Э.Г., Крючков А.Н., Кизилев П.И., Пялов Н.В. Математическое моделирование проточных частей органов регулирования САУ ТС с

целью определения конструкции оптимальной по уровню возбуждаемого гидродинамического шума // Системы управления и обработки информации: научн.-техн. сб. /ОАО «Концерн «НПО «Аврора». СПб., 2015. Вып. 30. С. 76-81.

[2] Берестовицкий Э.Г., Мелешин И.С., Пялов Н.В., Соловьев М.В. Применение инструментов MathWorks для разработки и оптимизации законов управления гидравлической системой на базе модельно-ориентированного подхода // Системы управления и обработки информации: научн.-техн. сб. /АО «Концерн «НПО «Аврора». СПб., 2016. Вып. 4(35). С. 66-78.

[3] Берестовицкий Э.Г., Кизилев Д.И., Соловьев М.В. Сравнительная оценка программных пакетов математического моделирования с верификацией данных на основе экспериментальных исследований на стенде // Системы управления и обработки информации: научн.-техн. сб. /АО «Концерн «НПО «Аврора». СПб., 2018. Вып. 3(42). С. 77-93.

[4] Агафонов Е.Д., Миронов А.Г., Безбородов Ю.Н. Об учете скорости распространения волн давления при моделировании неустановившихся процессов с помощью MATLAB/SIMHYDRAULICS. // Вестник ИрГТУ №8 (103) 2015. С. 12-19.

[5] Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. – 832 с.: ил.

SIMULATION OF ACOUSTIC WAVE PROPAGATION IN HYDRAULIC CONTROL SYSTEMS WITH OBTAINING SPECTRAL CHARACTERISTICS OF SOUND POWER DISTRIBUTION IN THE SOFTWARE PACKAGE SIMHYDRAULICS MATLAB

**E. G. Berestovitsky,
M. V. Solovyev**

Concern Avrora Scientific and
Production Association JSC

15, street Karbysheva, S.-Peterburg,
196024, Russian Federation

berest40@mail.ru

Modern hydraulic systems are subject to stringent noise and vibration requirements. In the existing scope of work a lot of attention is paid to a variety of factors, often without taking into account their mutual influence. In General, they can be divided into schematic design, system and principle. Currently, the development of science and technology is at a level where further improvement of the acoustic quality of individual elements and systems as a whole is possible in the study of emerging processes at the intersection of Sciences. In this regard, the paper considers the possibility of modeling wave processes in hydraulic control systems with the subsequent obtaining of acoustic characteristics, which is a joint use of the mathematical apparatus of the control theory and methods of acoustics. The simhydraulics Matlab software package is considered as one of the most suitable means of solving the tasks. Along with mathematical models of control system elements, the paper proposes acoustic models of elements that are taken into account when modeling transients in the system. Based on the results obtained, additional criteria for assessing the quality of management systems are proposed.

Keywords: control system; mathematical simulation; vibration; valves; hydrodynamic noise; feed water regulators; throttle; low-noise equipment; low noise; Simhydraulics Matlab

References

- [1] Berestovitskiy E.G., Kryuchkov A.N., Kizilov P.I., Pyalov N.V. Matematicheskoye modelirovaniye protochnyh chastey organov regulirovaniya SAU TS s tselyu opredeleniya konstruksii optimalnoy po urovnyu vozbuzhdayemogo gidrodinamicheskogo shuma [Mathematical modeling of control valves in order to determine the optimal design for the level of excited hydrodynamic noise] Control and Data Processing Systems: Scient. & Techn. Collect. / Concern Avrora Scientific and Production Association JSC. SPb. 2015. Vyp. 30. S. 76-81.
- [2] Berestovitskiy E.G., Meleshin I.S., Pyalov N.V., Solovyev M.V. Primeneniye instrumentov MathWorks dlya razrabotki i optimizatsii zakonov upravleniya gidravlicheskoy sistemoy na baze modelno-oriyentirovannogo podkhoda [Using MathWorks tools to develop and optimize hydraulic system control laws based on a model-oriented approach] // Control and Data Processing Systems: Scient. & Techn. Collect. / Concern Avrora Scientific and Production Association JSC . SPb.. 2016. Issue 4(35). P. 66-78.
- [3] Berestovitskiy E.G., Kizilov D.I., Solovyev M.V. Sravnitel'naya otsenka programnykh paketov matematicheskogo modelirovaniya s verifikatsiyey dannykh na osnove eksperimentalnykh issledovaniy na stende [Comparative evaluation of mathematical modeling software packages with data verification based on experimental studies on the stand]// Control and Data Processing Systems: Scient. & Techn. Collect. / Concern Avrora Scientific and Production Association JSC. SPb.. 2018. Issue. 3(42). P. 77-93.
- [4] Agafonov E.D., Mironov A.G., Bezborodov Yu.N. Ob uchete skorosti rasprostraneniya voln davleniya pri modelirovanii neustanovivshikhsya protsessov s pomoshchyu MATLAB/SIMHYDRAULICS [On taking into account the velocity of propagation of pressure waves when modeling unsteady processes using MATLAB/SIMHYDRAULICS] // Vestnik IrGTU №8 (103) 2015. P. 12-19.
- [5] Dorf R., Bishop R. Sovremennyye sistemy upravleniya [Modern control systems]– M.: Laboratoriya Bazovykh Znaniy. 2002. – 832 p.: il.

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СТЕНДОВЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ В КАЧЕСТВЕ АКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ЗОНДОВ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

Н.Д. Быстров,
А.Г. Гимадиев

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

bystrof-nd@ya.ru

При доводке ГТД на рабочие параметры с учетом пульсаций давления в тракте газогенератора применяются акустические зонды с выносом датчика из зоны с высокой температурой. Подводящий волновод, входящий в состав зонда, является акустически резонирующим элементом, значительно искажающим результат измерения. Среди разнообразных корректирующих элементов для акустических зондов на практике особая роль отводится не отражающим нагрузкам в виде длинных линий. Производственникам при стендовых испытаниях часто целесообразно применять помимо длинных линий конструкции, составленные из дюритовых шлангов с короткими отрезками металлических трубопроводов. В прилагаемом материале показаны результаты испытаний модельного зонда с несколькими видами таких согласованных нагрузок. Показана возможность такого решения для повышения точности измерения пульсаций давления в условиях повышенных температур.

Ключевые слова: ГТД; газо-воздушный тракт; пульсации давления; зонд; акустическая нагрузка; длинная линия; частотная характеристика

1 Введение

Измерение пульсаций давления в воздушно-газовом тракте современных газотурбинных двигателя вошло в практику их стендовых доводочных испытаний.

Пульсации давления измеряют во входных устройствах [1, 2], за компрессорами среднего и высокого давления [3, 4], в камере сгорания [5], а в ряде случаев в выхлопных устройствах двигателя.

Для измерения пульсаций давления отдается предпочтение датчикам с пьезоэлементом в качестве чувствительного элемента, как обеспечивающего более широкий диапазон частот измерения. Двигателестроительным фирмам по-прежнему нужны датчики не только с широким диапазоном частот измерения, но и выдерживающие высокие средние давления и температуры рабочей среды, причём способные работать в течении продолжительного времени.

В этой связи измерение пульсаций давления в ГТД осуществляется с помощью акустических зондов. Подводящий волновод, входящий в состав зонда является резонирующим элементом, значительно искажающим передаваемые к датчику давления колебания [6].

Среди разнообразных корректирующих элементов зондов на практике особую роль играют не отражающие нагрузки в виде длинных линий. В ряде стендовых испытаний бывает более технологичным применение длинных стендовых измерительных линий, составленных из дюритовых шлангов или совокупности дюритовых шлангов и отрезков металлических трубопроводов. В прилагаемом материале показаны результаты испытаний модельного зонда с несколькими видами акустических нагрузок для обеспечения приемлемой равномерности его амплитудно-частотной характеристики.

2 Основные технические данные модельного акустического зонда-объекта экспериментальных исследований

Эксперименты по изучению влияния геометрических характеристик длинных линий, изготовленных из различных материалов, на амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) модельного зонда, проводились на частотном стенде Самарского университета при средних давлениях до 14 кгс/см², температурах 18°С - 20°С и частотах до 850 Гц. В качестве модельного зонда использовался волновод Дуб из стали X18Н9Т длиной 0,79 м.

В ряде случаев наряду с экспериментом осуществлялись расчеты АЧХ, когда расчетная схема по определению частотных

характеристик модельного зонда соответствовала расчетным вариантам программы РУДИП, разработанной в Самарском университете [3].

3 Компьютерное моделирование и численное исследование автоколебаний

При относительно малых амплитудах расхода газа основную диссипативную роль играют гидравлические потери по длине волновода и корректирующего элемента, которые учтены в математической модели зондов. Коэффициентов усиления на резонансных частотах на АЧХ модельного зонда увеличивается с ростом среднего давления рабочей среды [6].

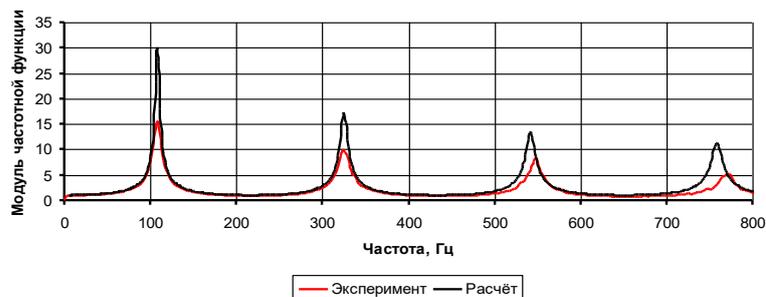


Рисунок 1. АЧХ модельного акустического зонда с параметрами: волновод Дуб из X18Н9Т длиной 0,79 м, приведённый объем полости датчика давления 100 мм³, без корректирующего элемента

Ниже на рисунке 2 приведены экспериментальные и расчетные АЧХ модельного зонда при различных давлениях рабочей среды в случае использования металлических длинных отрезков однородных трубопроводов, не обеспечивающих приемлемое демпфирование резонансных колебаний.

Ниже на рисунке 3 представлена АЧХ модельного зонда с применением в качестве акустической нагрузки единичного однородного металлического трубопровода с диаметром, аналогичным подводящему волноводу и длиной 40 м.

Из приведенных графиков следует, что, чем ниже среднее давление, тем равномернее АЧХ зондов, то есть меньше их динамическая погрешность в заданном

диапазоне частот. Экспериментальные данные качественно подтверждают расчетные зависимости АЧХ зондов без корректирующего элемента и количественно при использовании корректирующих элементов в виде длинных линий. Применение корректирующих элементов в виде длинных линий позволяет скорректировать АЧХ зондов в широком диапазоне изменения среднего давления.

В рамках представленного материала далее приводятся результаты экспериментальных исследований модельного зонда с корректирующими элементами в виде акустических нагрузок, состоящих из последовательно соединенных дюритовых шлангов Дуб, имеющих в большом количестве на испытательных стендах, с длинами 1,8 м и 10 м, а также

сочетания гибкого шланга длиной 1,8 м и медного трубопровода Ду6 длиной 40 м для уровней среднего давления 4 и 10 кгс/см². Такое сочетание позволяет облегчить

подключение акустической нагрузки в виде металлического трубопровода к модельному акустическому зонду.

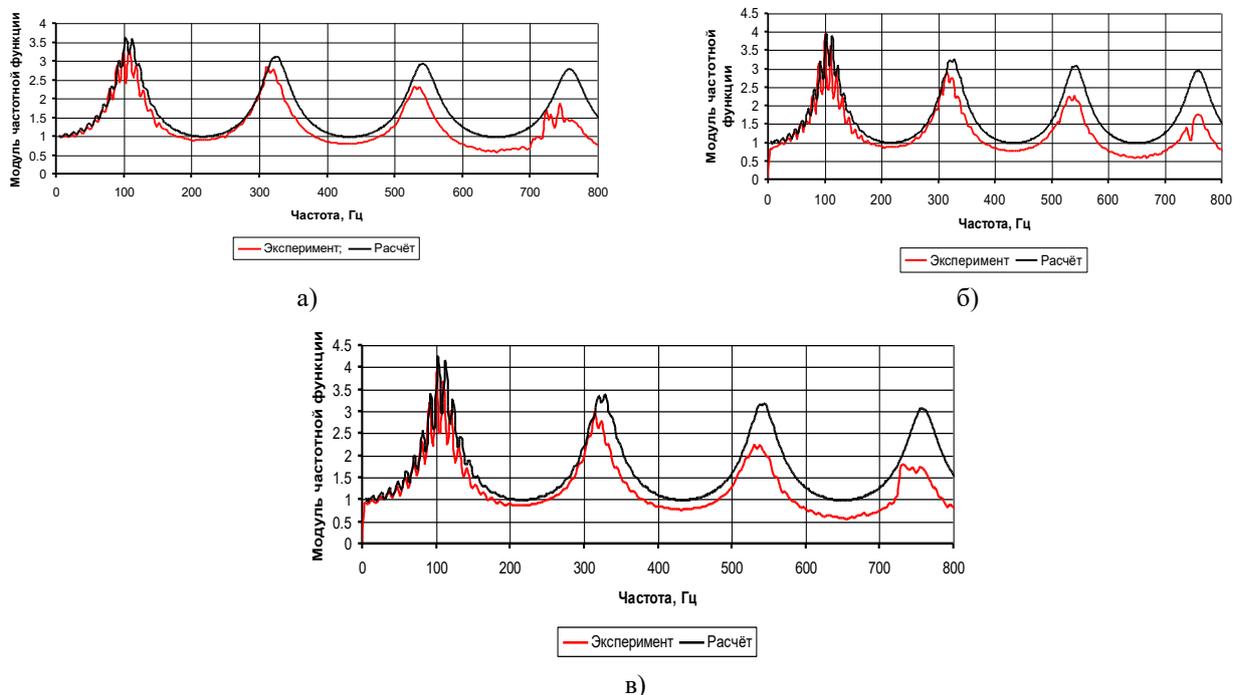


Рисунок 2. АЧХ зонда с волноводом Ду6 длиной 0,79 м с объёмом полости датчика 100 мм³ и корректирующим элементом в виде длинной линии Ду3 длиной 15 м при давлениях 4 кгс/см² - а, 6 кгс/см² - б и 8 кгс/см² - в

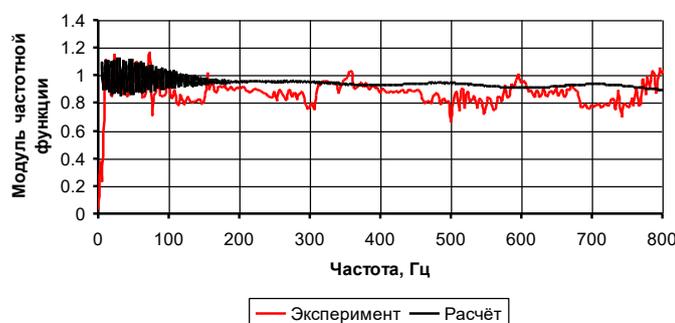
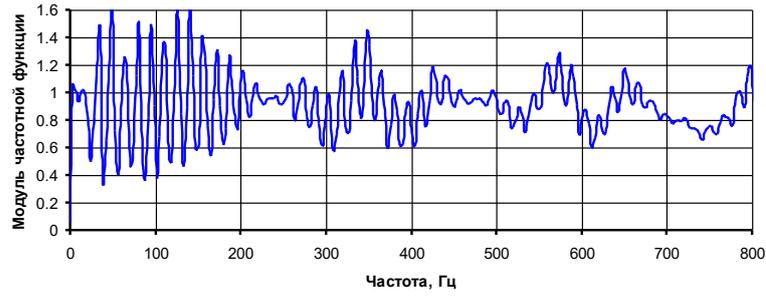


Рисунок 3. АЧХ зонда с волноводом Ду6 длиной 0,79 м с объёмом полости датчика 100 мм³ и корректирующим элементом в виде длинной линии Ду6 длиной 40 м при давлении 6 кгс/см²

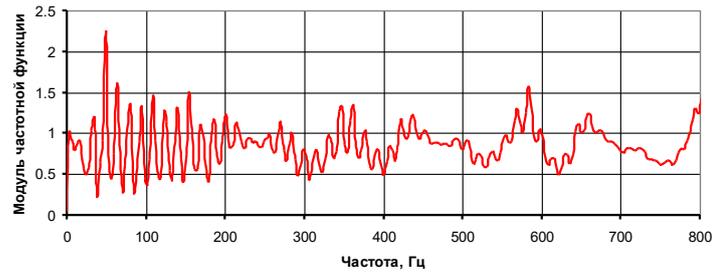
Заслуживают внимания результаты испытаний по определению АЧХ модельного зонда на частотном стенде Самарского университета с указанными выше акустическими нагрузками из гибких шлангов (на рисунке 4 и рисунке 5.).

Из представленных рисунков следует, что АЧХ зонда с корректирующим элементом в виде последовательно соединённых гибких

шлангов Ду6 с длинами 1,8 м и 10 м сопровождается рядом резонансов, зависящих от длин гибких шлангов. Наибольшая неравномерность АЧХ в диапазоне частот от 0 до 800 Гц составляет +100% и минус 80%. Такая неравномерность при измерении пульсаций давления не допустима, поэтому этот вариант коррекции АЧХ зонда не рекомендуется.

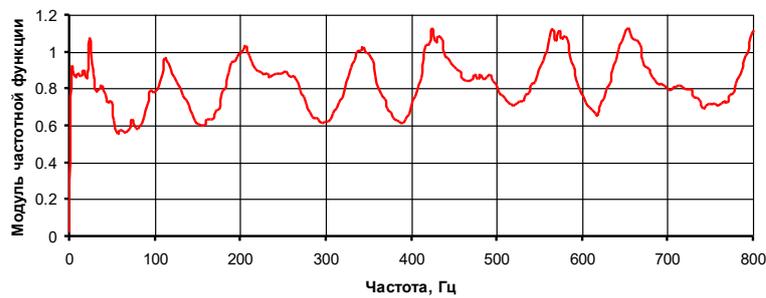


а)

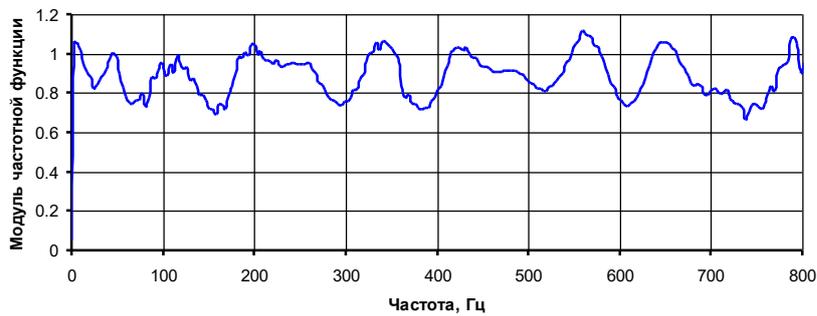


б)

Рисунок 4. Экспериментальные АЧХ модельного акустического зонда с параметрами: волновод Дуб длиной 0,79 м, приведённый объем полости датчика давления 100 мм³, корректирующий элемент в виде последовательно соединенных гибких шлангов Дуб с длинами 1,8 м и 10 м и средних давлениях 4 кгс/см – а, 10 кгс/см² – б



а)



б)

Рисунок 5. Экспериментальная АЧХ акустического зонда с параметрами: волновод Дуб длиной 0,79 м, приведённый объем полости датчика давления 100 мм³, корректирующий элемент в виде последовательно соединенных гибкого шланга Дуб длиной 1,8 м и металлической трубки Дуб длиной 40 м при средних давлениях 4 кгс/см² – а, 10 кгс/см² – б

Применение корректирующего элемента в виде последовательно соединённых гибкого шланга Дуб длиной 1,8 м и медной трубки Дуб длиной 40 м приводит к большему выравниванию АЧХ зонда (рисунок 6), однако в области частот до 50 Гц наибольшая погрешность измерения пульсаций давления может составить до минус (40...50) % при среднем давлении до 8 кгс/см². В диапазоне частот 50...800 Гц при среднем давлении 10 кгс/см² и более погрешность измерения относительно номинального значения 0,9 составляет +20% и минус 10% при среднем давлении 4 кгс/см² и +20% и минус 30% при среднем давлении 10 кгс/см².

4 Заключение

В результате проведенной экспериментальной работы, была показана качественная возможность применения свободных стендовых линий, в том числе состоящих из наборов дюритовых шлангов в качестве согласованных нагрузок для акустических зондов при измерении пульсаций давления в процессе стендовых испытаниях ГТД. Однако следует иметь в виду, что для получения количественных результатов, хотя бы с погрешностью не более 15...20%, потребуется проведение дополнительных исследований.

Некоторые выбросы в экспериментальных частотных характеристиках зондов объясняется нестабильностью возбуждаемых в пульсаторе колебаний давления заданной частоты, так как запись данных с датчиков осуществлялась в режиме набора частоты в течение 60...80 секунд. Другой причиной является снижение уровня сигнала в полости пульсатора с увеличением частоты колебаний.

Проведенные исследования показывают, что применение стендовых трубопроводов для выравнивания АЧХ зондов оправдано для получения только качественных результатов. В зондах с повышенными требованиями по динамической точности

необходимо применять длинные линии без каких-либо стендовых трубопроводов, причём объём полости на входе в датчик должен быть минимально возможным. Кроме того, нужно иметь в виду, что температурная погрешность зонда из-за неравномерного распределения температуры по длине волновода может быть существенной (при обеспечении повышенных требований) и пропорциональной корню из четвёртой степени отношения температур на входе в зонд и у датчика.

Список использованных источников

- [1] Исследование частотных характеристик акустического зонда для измерения пульсаций давления во входном устройстве газотурбинного двигателя / В. Н. Иваненко, Т. Г. Александрова, Е. С. Дягилева, А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2015. Т. 14. № 3-2. С. 491-500.
- [2] Устройство для измерения пульсаций давления газа, Гимадиев А. Г., Касьянов С. А., Дягилева Е. С., Быстров Н. Д. / Патент на полезную модель RU 184246 U1, 18.10.2018. Заявка № 2018123844 от 29.06.18.
- [3] Шорин, В.П. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления / В. П. Шорин, Е. В. Шахматов, А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров // Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 132 с.
- [4] Фурлетов, В. И. Определение частотной характеристики измерительной системы «датчик колебаний давления-волновод» при повышенных параметрах газа / В. И. Фурлетов, А. Н. Дубовицкий, Г. С. Ханян // Развитие средств и методов испытаний авиационных двигателей (Сборник статей). Колл. авторов – М.: ЦИАМ, 2010. - 252 с.
- [5] Patent US 2015/0268121 A1 –Probe for measuring pressure oscilations in the combustor of a gas turbine. Pub. Date: Sep. 24, 2015. Applicant: Alstom Technology Ltd. Inventors: Hanspeter Zinn, Nicolas Noiray, Bruno Schuermans, Danda-Raj Pahari, DejanRajkovic. Assignees: Alstom Technolog Ltd.
- [6] Шорин, В. П. Формирование динамических свойств трубопроводных цепей : монография. - Текст : электронный / Н. Д. Быстров, А. Г. Гимадиев, А. Н. Головин, В. И. Санчугов, В. Я. Свербилов, Е. В. Шахматов, В. П. Шорин ; под ред. В. П. Шорина ; М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Самар. нац. исслед. - Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2020. – 328 с.: ил. ISBN 978-5-7883-155.

ON USING BENCH MEASURING PIPELINES AS ACOUSTIC LOADS OF PRESSURE PULSATION PROBES

**N.D. Bystrov
A.G. Gimadiev**

Samara National Research University
34, MOSKOVSKOESHOSSE,
SAMARA,
443086, RUSSIAN FEDERATION

bystrof-nd@ya.ru

When adjusting the gas turbine engine for operating parameters, taking into account pressure pulsations in the gas generator path, acoustic probes are used with the sensor moving out of the high temperature zone. The input waveguide included in the probe is an acoustically resonating element that significantly distorts the measurement result. Among the various corrective elements for acoustic probes, in practice, a special role is given to non-reflective loads in the form of long lines. During bench tests, it is often advisable for manufacturers to use structures made up of durite hoses with short sections of metal pipelines in addition to long lines. The attached material shows the test results of a model probe with several types of such agreed loads. The possibility of such a solution to increase the accuracy of measuring pressure pulsations in conditions of increased temperatures is shown.

Keywords: GTE; air-gas path; pressure pulsations; probe; acoustic loading; long line; frequency characteristic

References

- [1] Investigation of frequency characteristics of acoustic probe for measurement of pressure pulsations in inlet device of gas turbine engine/V.N. Ivanenko, T.G. Alexandrova, E.S. Diaghileva, A.G. Gimadiyev, N.D. Bystrov//Bulletin of Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev (National Research University). 2015. T. 14. № 3-2. Page 491-500.
- [2] Device for measurement of gas pressure pulsations/ Gimadiyev A. G., Kasyanov S. A., Diaghileva E. S., Bystrov N. D./ Patent for utility model RU 184246 U1, 18.10.2018. Application No. 2018123844 dated 29.06.18.
- [3] Shorin, V.P. Acoustic methods and means of measuring pressure pulsations/V.P. Shorin, E.V. Shakhmatov, A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov//Samara: Publishing House Samara. state. Aerocosm. un-ta, 2007. – 132 c.
- [4] Furlotov, V. I. Determination of the frequency characteristic of the measuring system "pressure-waveguide oscillation sensor" at increased gas parameters/V. I. Furlotov, A. N. Dubovitsky, G. S. Khanyan//Development of aircraft engine test facilities and methods (Collection of articles). Call. authors - M.: TSIAM, 2010. - 252 s.
- [5] Patent US 2015/0268121 A1 –Probe for measuring pressure oscillations in the combustor of a gas turbine. Pub. Date: Sep. 24, 2015. Applicant: Alstom Technology Ltd. Inventors: Hanspeter Zinn, Nicolas Noiray, Bruno Schuermans, Danda-Raj Pahari, DejanRajkovic. Assignees: Alstom Technolog Ltd.
- [6] Shorin, V.P. Formation of dynamic properties of pipe circuits: monograph. - Text: electronic/N. D. Bystrov, A. G. Gimadiev, A. N. Golovin, V. I. Sanchugov, V. Ya. Sverbilov, E. V. Shakhmatov, V. P. Shorin; edited by V.P. Shorin; Mr. Science and Higher Education Ros. Federation, Samar. nats. researched. - Samara: Publishing House Samara. un-ta, 2020. - 328 p.: il. ISBN 978-5-7883-155.

ДЕТЕКТИРОВАНИЕ ЛОКАЛЬНЫХ НАРУШЕНИЙ РОВНОСТИ ПОКРЫТИЯ АВТОДОРОГ НА ОСНОВЕ ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДАННЫХ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ

Столбова А.А.,
Прохоров С.А.,
Головнин О.К.

Самарский университет

ул. Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086

anastasiya.stolbova@bk.ru

В статье представлен подход к обнаружению поверхностных дефектов покрытия улиц и автодорог на основе вейвлет-анализа данных, полученных с помощью ультразвукового профилометра. Подход позволяет определить локальное расположение дефектов покрытия относительно ширины полосы автодороги. Приведены результаты применения подхода с использованием комплексного вейвлета Морле и первой производной функции Гаусса. Применение подхода снижает влияние помех, возникающих в процессе ультразвуковой диагностики покрытия улиц и автодорог.

Ключевые слова. ультразвуковая рейка; вейвлет-анализ; дефект дорожного покрытия

1 Введение

Анализ состояния дорожного покрытия важен для разработки стратегии ремонта и технического обслуживания улиц и автодорог, а также для обеспечения безопасности дорожного движения. Так, обнаружение выбоин, неровностей и других дефектов дорожного покрытия является одной из актуальных задач, стоящих перед обслуживающими организациями. В настоящее время мониторинг состояния дорожного покрытия является широко изучаемой проблемой, в связи с чем активно развиваются различные технологии, направленные на обнаружение поверхностных дефектов покрытия улиц и автодорог.

Современные подходы к обнаружению дефектов дорожного покрытия предполагают проведение анализа данных, полученных с различных специализированных и бытовых технических устройств, например, датчиков смартфонов [1, 2], камер видеонаблюдения [3], а также сенсоров, устанавливаемых на транспортных средствах [4]. В ряде работ рассмотрены подходы, основанные на

применении методов глубокого машинного обучения к этим данным, например, с использованием сверточных нейронных сетей, нейросетей на основе LSTM-ячеек, моделей резервуарных вычислений [5, 6]. В [7] предлагается подход к автоматическому обнаружению и классификации дефектов дороги по изображениям, основанный на анализе особенностей формы и текстуры. В [8, 9, 10] предложены методы обнаружения дефектов дорожного покрытия, использующие вейвлет-разложение, и обозначена эффективность вейвлетов в задачах диагностики.

В данной работе предлагается подход к обнаружению поверхностных дефектов покрытия улиц и автодорог на основе анализа данных, полученных с помощью профилометра – ультразвуковой рейки. Реализация подхода предполагает применение вейвлет-преобразования к получаемым данным ультразвуковой диагностики, что снижает влияние помех, возникающих в процессе обследования автодороги.

2 Описание подхода

Подход в своей реализации предполагает использование специализированного устройства для выполнения диагностики автодорог – профилометра, на котором зафиксированы ультразвуковые излучатели и датчики. К транспортному средству (передвижной дорожной лаборатории) крепится ультразвуковая рейка длиной l на высоте $h=100-200$ мм. Большинство профилометров, производимых в России, обладают длиной $l=3000$ мм, что обеспечивает покрытие всей ширины одной полосы автодороги. На рейке установлены 16 ультразвуковых датчиков на расстоянии $d=200$ мм друг от друга. Рейка по последовательному интерфейсу СОМ-порта на скорости 9600 бод передает данные на обрабатывающее устройство. Схематично ультразвуковая рейка представлена на рисунке 1.

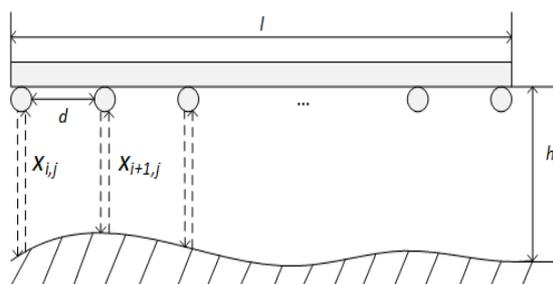


Рисунок 1. Ультразвуковая рейка при анализе профиля автодороги

Транспортное средство с установленной на нем ультразвуковой рейкой перемещается по полосе автодороги со скоростью $v=20-60$ км/ч и записывает измеренные значения $x_{i,j}$ через равные промежутки времени Δt :

$$\Delta t = t_{i,j+1} - t_{i,j} = const,$$

$$X = \begin{bmatrix} x_{00} & \dots & x_{0,M-1} \\ \vdots & x_{i,j} & \vdots \\ x_{N-1,0} & \dots & x_{N-1,M-1} \end{bmatrix},$$

где $i=0, \dots, N-1$ – число датчиков на звуковой рейке;

$j=0, \dots, M-1$ – число измерений каждого датчика;

$x_{i,j}$ – измеренное значение с датчика ультразвуковой рейки;

X – матрица полученных отсчетов.

Для обнаружения дефектов и неровностей к полученным исходным данным применяется вейвлет-преобразование:

$$W(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt,$$

где $x(t)$ – исследуемый процесс;

$\psi(t)$ – выбранный анализирующий вейвлет;

$a \neq 0$ – параметр масштаба;

$b \geq 0$ – параметр сдвига.

В качестве анализирующих вейвлетов предлагается использовать комплексный вейвлет Морле:

$$\psi(t) = e^{-ikt} e^{-\frac{t^2}{2\sigma^2}},$$

или первую производная функции Гаусса:

$$\psi(t) = -te^{-\frac{t^2}{2}}.$$

На основе анализа вейвлет-спектров определяется наличие локальных нарушений ровности, что позволяет зафиксировать наличие или отсутствие дефектов дорожного покрытия. Кроме того, фиксируется наличие нарушений ровности по отдельным датчикам ультразвуковой рейки, что позволяет сделать выводы о расположении дефекта относительно ширины полосы автодороги.

3 Результаты

Для эксперимента взяты данные с каналов ультразвуковой рейки с номерами 6-10 с числом отсчетов $M=2000$, что соответствует одной минуте движения лаборатории.

Результаты вейвлет-преобразования данных на основе комплексного вейвлета Морле, полученных с использованием ультразвуковой рейки, представлены на рисунке 2.

Вейвлет-спектры каналов с номерами 6-10 представлены сверху вниз соответственно. По оси x показано время (с), в течение которого транспортное средство двигалось, по оси y – частота исходного сигнала (Гц). Цветом на рисунке

отображается мощность сигнала. Из рисунка видно, что на 15 с и 45 с для каналов №7, №8 и №9 отмечается наиболее высокое значение мощности спектра, что соответствует наличию неровности дорожного покрытия. На каналах №6 и №10

не наблюдается явного увеличения мощности спектра, а, следовательно, на этих участках полосы автодороги дефекты дорожного покрытия отсутствуют. На 15 с фиксируется дефект-наплыв, на 45 с – дефект-выбоина.

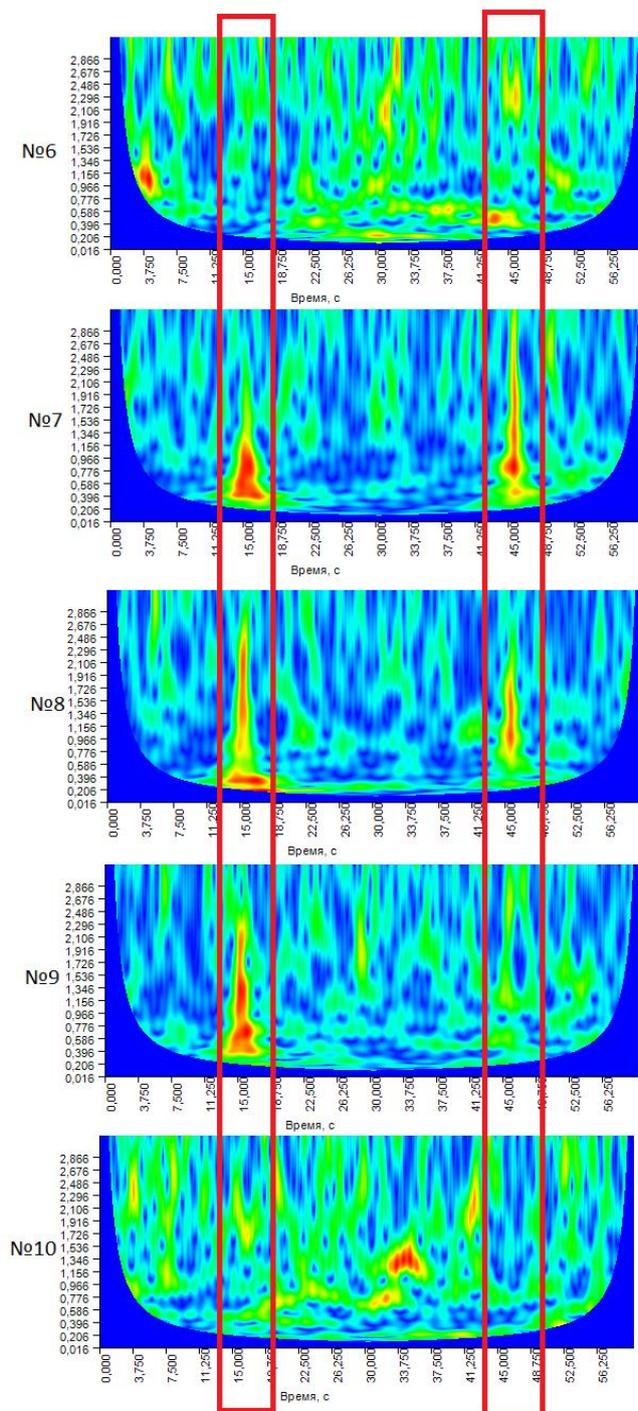


Рисунок 2. Вейвлет-спектры данных ультразвуковой диагностики (вейвлет Морле)

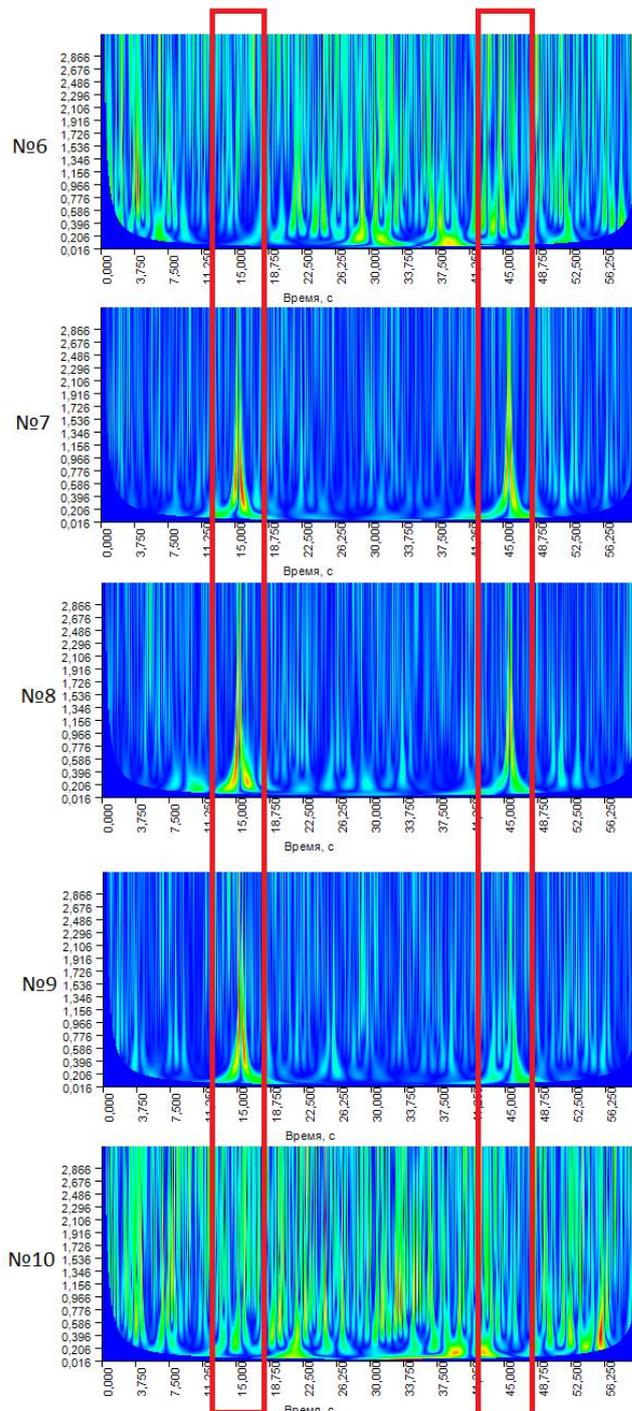


Рисунок 3. Вейвлет-спектры данных ультразвуковой диагностики (1-ая производная функции Гаусса)

Результаты вейвлет-преобразования данных на основе первой производной функции Гаусса представлены на рисунке 3. Результаты анализа аналогичны результатам анализа на базе вейвлета Морле, однако для датчика с №9 наиболее явно показано наличие дефекта дорожного покрытия на 45 с движения транспортного средства.

Результаты показывают, что оба типа вейвлетов применимы в решение задачи обработки сигналов ультразвуковой рейки, но первая производная функции Гаусса обеспечивает лучшие результаты при определении дефектов, связанных просадками покрытия.

4 Заключение

Таким образом, в работе представлен подход к ультразвуковой диагностике состояния покрытия улиц и автодорог, позволяющий на основе анализа вейвлет-спектров определять наличие или отсутствие локальных нарушений ровности, обеспечивая устойчивость к возникающим помехам.

Список использованных источников

- [1] Sattar S., Li S., Chapman M. Road surface monitoring using smartphone sensors: A review //Sensors. 2018. Т. 18. №. 11. С. 3845.
- [2] Alqudah Y. A., Sababha B. H. On the analysis of road surface conditions using embedded smartphone sensors //2017 8th International Conference on Information and Communication Systems (ICICS). IEEE, 2017. С. 177-181.
- [3] Koh J. J. et al. Autonomous road potholes detection on video //Computational Science and Technology. Springer, Singapore, 2019. С. 137-143.
- [4] Anaissi A. et al. Smart pothole detection system using vehicle-mounted sensors and machine learning //Journal of Civil Structural Health Monitoring. 2019. Т. 9. №. 1. С. 91-102.
- [5] Kanaeva I. A., Ivanova J. A. Road pavement crack detection using deep learning with synthetic data // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2021. Т. 1019. №. 1. С. 012036.
- [6] Varona B., Monteserin A., Teyseyre A. A deep learning approach to automatic road surface monitoring and pothole detection //Personal and Ubiquitous Computing. 2019. С. 1-16.

- [7] Nguyen T. H. et al. Machine learning algorithms application to road defects classification //Intelligent Decision Technologies. 2018. Т. 12. №. 1. С. 59-66.
- [8] Wang P. et al. Asphalt pavement pothole detection and segmentation based on wavelet energy field //Mathematical Problems in Engineering. 2017. Т. 2017.
- [9] Головнин О.К., Прохоров С.А., Столбова А.А. Обработка временных рядов измерительной информации на основе интеллектуального анализа вейвлет-спектров в системах диагностики состояния покрытия автомобильных дорог при обнаружении поверхностных дефектов / Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2020. № 4. С. 47-64.
- [10] Головнин О.К., Столбова А.А. Вейвлет-анализ как инструмент исследования характеристик дорожного движения для интеллектуальных транспортных систем в условиях недостающих данных // Труды СПИИРАН. 2019. № 2 (18). С. 326-353.

DETECTION OF LOCAL IRREGULARITIES IN THE ROAD PAVEMENT ON THE BASIS OF WAVELET TRANSFORM OF ULTRASONIC PROFILING DATA

**Stolbova A.A.,
Prokhorov S.A.,
Golovnin O.K.**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

anastasiya.stolbova@bk.ru

The paper presents an approach to the detection of road pavement defects on the streets and highways based on wavelet analysis of data obtained from an ultrasonic profilometer. The approach makes it possible to determine the location of pavement defects in relation to the road lane. The results of implementing the approach using the complex Morlet wavelet and the first derivative of the Gaussian function are presented. Implementation of the approach reduces the influence of interference arising during ultrasonic diagnosis.

Keywords: *ultrasonic staff; wavelet analysis; road surface defect*

References

- [1] Sattar, S., Li, S., Chapman, M. Road surface monitoring using smartphone sensors: A review //Sensors. 2018. V. 18. no. 11. pp. 3845.
- [2] Alqudah, Y. A., Sababha, B. H. On the analysis of road surface conditions using embedded smartphone sensors //2017 8th International Conference on Information and Communication Systems (ICICS). IEEE, 2017. pp. 177-181.
- [3] Koh, J. J., Yap, T. T. V., Ng, H., Goh, V. T., Tong, H. L., Ho, C. C., Kuek, T. Y. Autonomous road potholes detection on video //Computational Science and Technology. Springer, Singapore, 2019. pp. 137-143.
- [4] Anaissi, A., Khoa, N. L. D., Rakotoarivelo, T., Alamdari, M. M., Wang, Y. Smart pothole detection system using vehicle-mounted sensors and machine learning //Journal of Civil Structural Health Monitoring. 2019. V. 9. no. 1. pp. 91-102.
- [5] Kanaeva, I. A., Ivanova, J. A. Road pavement crack detection using deep learning with synthetic data //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2021. V. 1019. no. 1. pp. 012036.
- [6] Varona, B., Montserin, A., Teyseyre, A. A deep learning approach to automatic road surface monitoring and pothole detection //Personal and Ubiquitous Computing. 2019. pp. 1-16.
- [7] Nguyen, T. H., Nguyen, T. L., Sidorov, D. N., Dreglea, A. I. Machine learning algorithms application to road defects classification //Intelligent Decision Technologies. 2018. V. 12. no. 1. pp. 59-66.
- [8] Wang, P., Hu, Y., Dai, Y., Tian, M. Asphalt pavement pothole detection and segmentation based on wave-let energy field //Mathematical Problems in Engineering. 2017. V. 2017.
- [9] Golovnin, O.K., Prokhorov, S.A., Stolbova, A.A. Processing time series of measurements based on intellectual analysis of wavelet spectra in survey systems for road pavement defects detection / Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Povolzhskij region. Tekhnicheskie nauki. 2020. no 4. pp. 47-64.
- [10] Golovnin, O. K., Stolbova, A. A. Wavelet analysis as a tool for studying the road traffic characteristics in the context of intelligent transport systems with incomplete data //Trudy Spiiran. 2019. V. 18. no. 2. pp. 326-353.