



ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Выпуск №4, 2020

noise
optimization acou
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

| | |
|---|----|
| ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ЖЕСТКОСТИ ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА В УСЛОВИЯХ ПЕРЕКОСА КОЛЕЦ | |
| <i>Барманов И.С.</i> | 6 |
| РАСЧЁТ ГАСИТЕЛЕЙ ТИПА АКУСТИЧЕСКИХ ФИЛЬТРОВ НИЗКИХ ЧАСТОТ | |
| <i>Головин А.Н.</i> | 10 |
| ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ «СУХИХ» УПЛОТНЕНИЙ ПРИ НАЛИЧИИ ВИБРАЦИИ РОТОРА | |
| <i>В.Б. Балякин, С.В. Фалалеев, А.В. Швецов</i> | 18 |
| ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА ПЛАЗМЫ ВОДЯНОГО ПАРА С МИКРОЧАСТИЦАМИ АЛЮМИНИЯ | |
| <i>И.П. Завершинский, Д.П. Порфирьев</i> | 25 |
| ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ МАКРОСКОПИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ СРЕДСТВАМИ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛИЗА АУДИОСИГНАЛОВ | |
| <i>О.К. Головин, С.А. Прохоров, А.А. Столбова</i> | 35 |

Барманов И.С.

Самарский университет

34, Московское шоссе,
Самара, Российская Федерация
443086,

isbarmanov@mail.ru

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ЖЕСТКОСТИ ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА В УСЛОВИЯХ ПЕРЕКОСА КОЛЕЦ

В работе представлены результаты влияния перекоса колец шарикового подшипника на коэффициент радиальной жесткости. Проведено исследование влияния угла перекоса колец на коэффициент жесткости при изменении угла перекоса колец. Отмечено существенное влияние перекоса колец подшипника на коэффициент жесткости при небольших значениях радиальной нагрузки.

Ключевые слова: подшипник; нагрузка; перекося; жесткость

1 Введение

Продолжительность эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), надежность, бесперебойность выполнения функций зависит от вибрационного состояния. Уровень вибрации ГТД в свою очередь зависит от характеристик опор, в частности, подшипников.

Шариковые радиально-упорные подшипники являются наиболее распространенными типами подшипников, применяемых в авиационных ГТД для восприятия осевых и радиальных нагрузок. Одной из важных характеристик подшипников является радиальная жесткость, которая характеризуется величиной перемещений вследствие упругих деформаций деталей подшипника в точках контакта под нагрузкой. Данные деформации способны оказывать существенное влияние на динамику роторов ГТД. Зачастую подшипники работают в условиях перекоса колец, связанных с несоосностью посадочных поверхностей вала и корпуса, неперпендикулярностью торцевых поверхностей вала и корпуса, угловыми деформациями вала.

Предельно допустимый угол взаимного перекоса внутреннего и наружного колец подшипников качения определяется зачастую исходя из требуемого ресурса работы. В работе [1] показано влияние перекоса колец, вызванное тепловыделением от трения, на распределение нагрузки, долговечность и

кинематику. Показано, что при определенных значениях искажений может увеличиться расчетный ресурс подшипника. Разница в результатах при вычислении рассогласования внешнего или внутреннего кольца незначительно. В работе [2] исследуется влияние перекоса колец подшипника качения на моментные характеристики. Показано, что перекося колец увеличивает момент трения в подшипниках качения. Получено предельно допустимое значение перекоса вала для подшипника 6-208Ю2. Таким образом, перекося в подшипнике может оказывать достаточно существенное влияние и на моменты трения.

В работе [3] излагается методика расчета долговечности однорядного упорного шарикового подшипника при перекося колец с учетом центробежных сил шариков. Расчеты долговечности производятся по базовым контактным напряжениям.

В работе [4] представлены результаты численного расчета коэффициентов радиальной жесткости шарикового подшипника при различных углах относительного перекоса колец.

Таким образом, перекося наружного и внутреннего колец подшипников приводит к перераспределению нагрузок между телами качения, и как следствие к изменению жесткости, увеличению сопротивления вращению вала, снижению ресурса подшипников. Актуальным является исследование влияния углов перекоса на изменение

коэффициента радиальной жесткости шарикового подшипника.

2 Исходные данные

Целью данной работы являлось раскрытие и изучение влияния углов перекоса колец на коэффициент радиальной жесткости шарикового подшипника. Расчёт коэффициентов жесткости проводился для подшипника № 126126. При исследовании были приняты следующие данные: осевая нагрузка $F_a = 800$ Н, начальный радиальный зазор $\Delta = 0,1$ мм, частота вращения вала $n = 3000$ об/мин, радиальная нагрузка $F_r = 500, 600, 800, 1000$ Н.

Значения относительного угла перекоса колец подшипника принимались положительными и отрицательными в диапазоне $\alpha = -10 \dots 10$ минут в зависимости от направления действия осевой силы. Для расчётов использовалась численная методика расчёта шариковых подшипников [5].

3 Анализ результатов

На рисунке 1 представлены графики зависимости коэффициента радиальной жесткости от угла перекоса при различных значениях радиальной нагрузки.

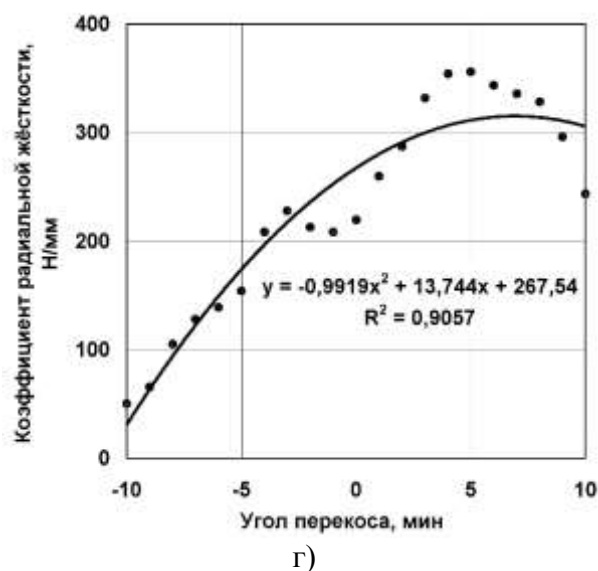
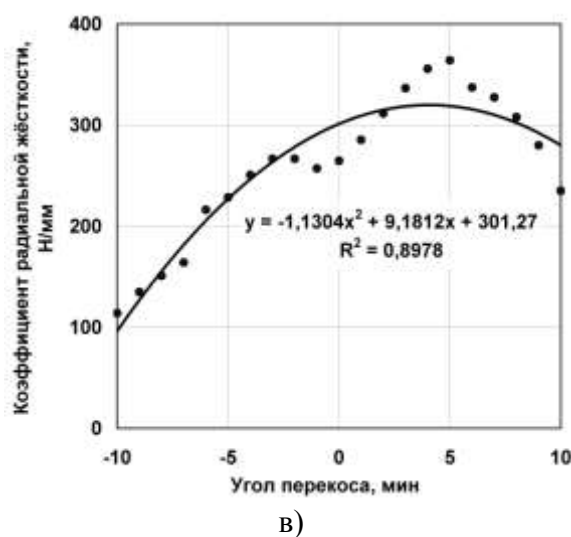
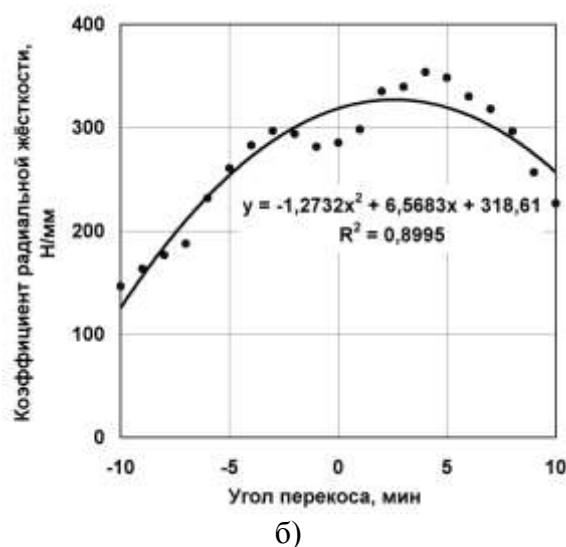
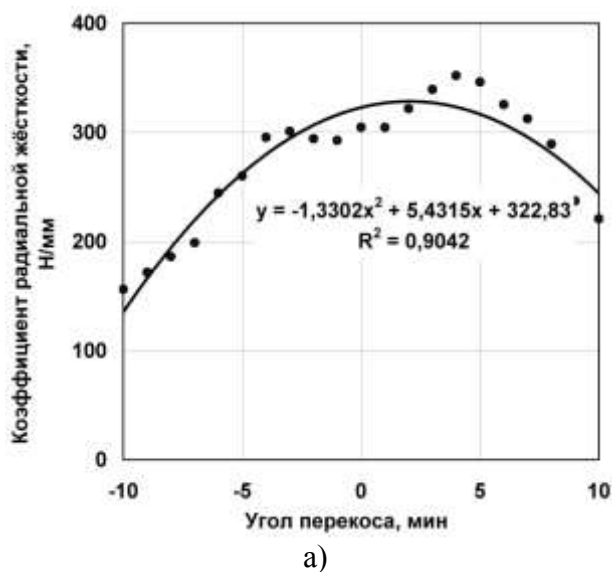


Рисунок 1. Графики зависимости коэффициента радиальной жесткости подшипника от угла перекоса при радиальной нагрузке: а) $F_r = 500$ Н; б) $F_r = 600$ Н; в) $F_r = 800$ Н; г) $F_r = 1000$ Н

Анализ зависимостей, представленных на рисунке 1, позволяет сказать, что коэффициенты радиальной жёсткости с увеличением относительного угла перекоса в положительную сторону изменяются незначительно – при небольших углах перекоса возрастают, затем достигают максимума и уменьшаются. При отрицательных углах перекоса коэффициенты радиальной жёсткости уменьшаются. Изменение коэффициентов жёсткости связано в первую очередь с перераспределением усилий в контактах и изменением соответствующих углов контакта.

Полученные зависимости могут быть аппроксимированы квадратичной функцией с погрешностью около 10% (уравнения функций и достоверность аппроксимации R^2 приведены на рисунке 1). С помощью данных выражений можно выполнять расчёт коэффициентов жёсткости в ожидаемом диапазоне возможных перекосов колец подшипника. При этом при отрицательных относительных углах перекоса зависимости могут быть аппроксимированы линейной функцией, что упростит расчёт.

На рисунке 2 представлены графики зависимости коэффициентов радиальной жёсткости от радиальной нагрузки при различных углах перекоса колец. При положительных перекосах коэффициенты жёсткости изменяются незначительно. При отрицательных перекосах значения коэффициентов жёсткости уменьшаются нелинейно. Как видно из рисунка 2, коэффициенты жёсткости существенным образом могут меняться в зависимости от угла перекоса колец шарикового подшипника.

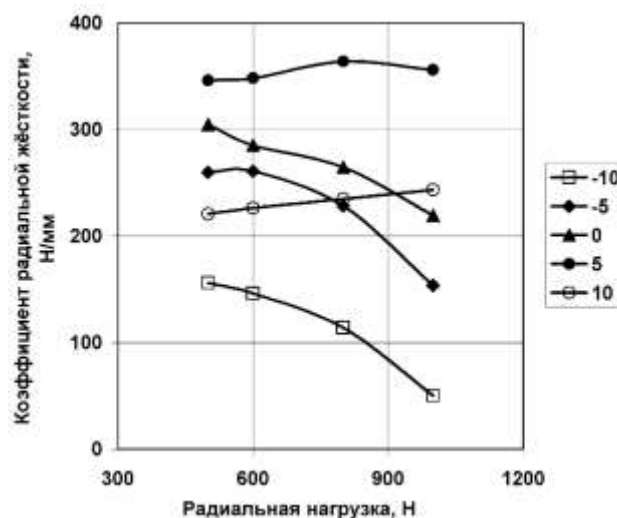


Рисунок 2. Графики зависимости коэффициентов радиальной жёсткости от радиальной нагрузки при различных углах перекоса колец

4 Заключение

Выявлено существенное влияние угла перекоса колец на коэффициент радиальной жёсткости шарикового подшипника. Учитывая высокую точность изготовления деталей авиационных двигателей, можно заключить, что существенное влияние угла перекоса может проявляться только при определённых условиях работы. Тем не менее, крайне важно оценивать возможное изменение коэффициентов жёсткости подшипника, поскольку от этого будет зависеть вибрационное состояние ГТД.

Список литературы

- [1] Жильников, Е.П. Влияние перекоса колец на работоспособность шариковых подшипников / Е.П. Жильников, В.В. Мурашкин // Материалы докладов международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». - Самара: Изд-во Самарского университета, 2016. – С. 61-62.
- [2] Лаврин, А.В. Экспериментальное исследование момента трения в подшипнике качения при перекосе вала / А.В. Лаврин, В.Б. Балякин, В.Б.А. Оссиала // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2018, Т. 20, № 4-1(84). – С. 37-42.
- [3] Жильников, Е.П. Расчет долговечности упорного шарикового подшипника при перекосе колец / Е.П. Жильников // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2014, Т. 16, № 4. – С. 225-232.

[4] Железняк, К.Е. Изменение коэффициента радиальной жесткости шарикового подшипника при изменении углов перекоса обойм / К.Е. Железняк // Автоматизированное проектирование в машиностроении, 2014. - № 2, С. 198-199.

[5] Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макарчук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.

EFFECT OF RADIAL FORCE ON BALL BEARING STIFFNESS FACTOR UNDER CONDITIONS OF RING SKEW

I'dar S. Barmanov
Samara University

34, Moskovskoe shosse,
Samara, Russian Federation
443086,

isbarmanov@mail.ru

Results of ball bearing rings skew effect on radial stiffness factor are pre-sented in the paper. The effect of radial load on stiffness factor at change of angles of rings skew was evaluated. Significant influence of bearing rings skew on stiffness factor at small radial load values is noted.

Key words: bearing; force; skew; stiffness

Reference

- [1] Zhilnikov, E.P. (2016) The influence of ring skewing on the operability of ball bearings [Vliyanie perekosa kolets na rabotosposobnost' sharikovykh podshipnikov] / E.P. Zhilnikov, V.V. Murashkin // The international scientific and technical conference "Problems and prospects of engine development" [Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya»], Samara, pp 61-62. (In Russian).
- [2] Lavrin, A.V., Balyakin V.B., Ossiala V.B.A. (2018) Experimental study of the moment of friction in the rolling bearing during shaft skew [Eksperimental'noe issledovanie momenta treniya v podshipnike kacheniya pri perekose vala] // News of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences [Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoi akademii nauk], T. 20, No. 4-1(84). – pp 37-42. (In Russian).
- [3] Zhilnikov, E.P. (2014) Calculation of the durability of the thrust ball bearing when skewing rings [Raschet dolgovechnosti upornogo sharikovogo podshipnika pri perekose kolets] // News of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences [Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoi akademii nauk], T. 16, No. 4. – pp 225-232. (In Russian).
- [4] Zheleznyak, K.E. (2014) Change of radial stiffness factor of ball bearing when changing skew angles of collars [Izmenenie koeffitsienta radial'noi zhestkosti sharikovogo podshipnika pri izmenenii uglov perekosa oboim] // Automated design in mechanical engineering [Avtomatizirovannoe proektirovanie v mashinostroenii], No. 2, pp. 198-199. (In Russian).
- [5] Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Samsonov V.N., Makarchuk V.V. (2007) Theory and design of support of rotors of aviation GTE [Teoriya i proektirovanie opor rotorov aviatsionnykh GTD], Samara, SSAU, 254 p. (In Russian).

Головин А.Н. РАСЧЁТ ГАСИТЕЛЕЙ ТИПА АКУСТИЧЕСКИХ ФИЛЬТРОВ НИЗКИХ ЧАСТОТ

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва

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

an-golovin@mail.ru

В статье приводятся аналитические зависимости, позволяющие согласовать требуемые динамические характеристики гасителей пульсаций давления жидкости с параметрами их основных элементов при заданном уровне гидравлических потерь на устройствах.

Ключевые слова: гаситель; собственные характеристики; гидравлические потери; оптимизация параметров

1 Введение

Одним из способов устранения колебаний рабочей среды в трубопроводных системах различных машин и оборудования является применение гасителей колебаний [1]. Среди многообразия типов гасителей широкое применение нашли гасители, построенные по типу акустического фильтра низких частот. Особенностью конструкции акустического фильтра низких частот является то, что канал, соединяющий входной и выходной патрубки устройства выполняет две функции. Во – первых, через этот канал проходит стационарная составляющая потока от источника к потребителям, во – вторых, - канал выполняет роль основного инерционного элемента гасителя, на котором формируется динамический перепад давления, создающий условия для эффективной работы устройства в целом.

Основными показателями, характеризующими совершенство конструкции гасителя, являются эффективность действия по подавлению колебаний, надёжность, масса, габаритные размеры и гидравлическое сопротивление стационарному потоку. Оптимальный выбор соотношений между перечисленными показателями представляет собой узловую задачу, которую необходимо решать при проектировании конкретных схем гасителей с учётом обеспечения предъявляемых требований по установленным показателям.

2 Формирование расчётной модели

Исходными условиями для расчёта параметров элементов гасителей, предназначенных для установки в трубопроводных системах примем следующие [1]:

$$K_c \geq [K_c] \quad (1.1)$$

$$|Z_{ci}| \geq Z_{em} \text{ или } |Z_{ci}| \leq Z_{em} \quad (1.2)$$

$$\Delta P_2 \leq [\Delta P_2] \quad (1.3)$$

где $[K_c]$, $[\Delta P_2]$ - соответственно, допустимые значения коэффициента собственного затухания и гидравлических потерь на гасителе; Z_{ci} , Z_{em} - соответственно, волновые сопротивления гасителя и волновое сопротивление трубопровода, в который устанавливается гаситель; $i = 1, 2$.

Совместное выполнение требований (1.1), (1.2) обеспечивает эффективность подавления колебаний не ниже заданной на входном и выходном участках трубопроводной системы, а условие (1.3), ограничивает гидравлические потери на гасителе и учитывает влияние гасителя на быстродействие системы.

Обращает внимание обстоятельство, что в условиях (1.1)... (1.3) в явном виде отсутствует требование к габаритам гасителя, также являющееся немаловажным для трубопроводных систем, особенно для систем авиационной и ракетно-космической техники. Однако прямое наложение условия по габаритам сделало бы задачу проектирования гасителей в ряде случаев

неразрешимой в той по-становке, как она сформулирована требованиями (1.1)...(1.3) по причинам, которые изложены ниже.

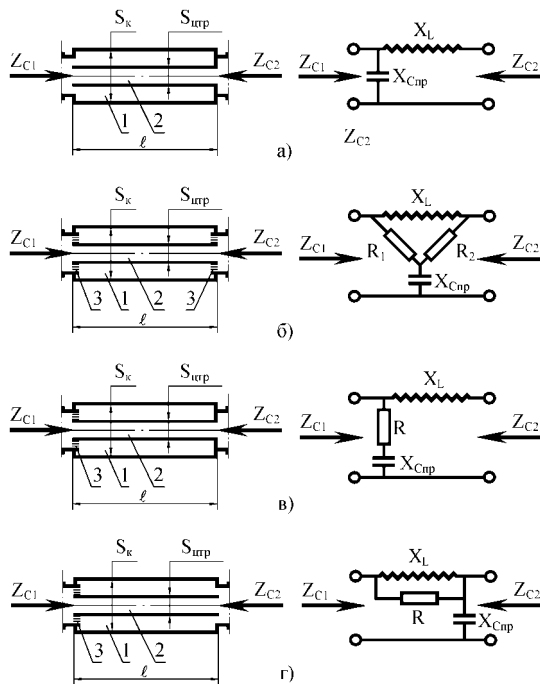


Рисунок 1. Принципиальные гидравлические схемы однозвенных гасителей и их электрические аналоги: 1 - расширительная полость; 2 - проточный канал; 3 - гидродроссели (активные сопротивления); $S_k, S_{стр}$ - площади поперечных сечений расширительной полости и проточного канала; l - длина гасителей (продольные размеры расширительных полостей и проточных каналов равны); X_L - инерционное сопротивление проточного канала; X_{Cnp} - приведенное упругое сопротивление расширительной полости; R_i - сопротивление гидродросселей; Z_{ci} - волновые сопротивления гасителей.

Рассмотрим, например, схему гасителя, приведённую на рисунке 1.г и соответствующие графики (рисунок 2), отображающие зависимости K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ этого гасителя при различных значениях сопротивления R , шунтирующего расширительную полость 1. При значении $\bar{R} = \bar{R}_{omm} = 0,79$ волновое сопротивление гасителя \bar{Z}_{c1} становится близким к активному [1]. Для сравнения на график зависимостей коэффициентов собственного затухания K_c пунктирной линией нанесена зависимость K_c гасителя с постоянными активными волновыми

сопротивлениями - ПАС [1]. Графики построены при условии сосредоточенности параметров в реактивных элементах устройств.

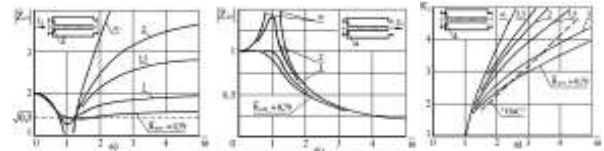


Рисунок 2. Зависимости собственных характеристик гасителя при вариациях сопротивления \bar{R} и условии сосредоточенности параметров во всех элементах устройства

Следует отметить, что приведённые ниже выводы будут справедливыми и для всех других схем гасителей, построенных по принципу акустических фильтров нижних частот, включая гасители, содержащие в структуре резонансные контуры, характеристики которого в схемах гасителей отображаются параметром

$$\mu = \frac{L_p}{L} \quad (1.4)$$

где L_p - инерционность "горла" резонансно-го контура, L инерционность проточного канала 2 гасителя [1].

Из анализа графиков на рисунке 2 следует, что функции K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ для гасителя без резонансного контура зависят от параметров $\bar{\omega}$, \bar{R}_i , а для гасителя с резонансным контуром и от параметра μ , т. е. в общем случае:

$$K_c = K_c(\bar{\omega}, \bar{R}, \mu); |\bar{Z}_{ci}| = |\bar{Z}_{ci}|(\bar{\omega}, \bar{R}, \mu) \quad (1.5)$$

$$\bar{\omega} = \omega \sqrt{LC_{np}} \quad (1.6)$$

где C_{np} - упругость расширительной полости гасителя.

Закономерности изменения зависимостей модулей волновых сопротивлений от частоты колебаний в полосе гашения следующие. Если волновое сопротивление \bar{Z}_{ci} имеет инерционный характер, то его модуль возрастает; если упругий - то убывает. Функции K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ при фиксированных значениях \bar{R}_i и μ однозначно определяются пара-

метром $\bar{\omega}$ (1.5). Учитывая характер поведения функций K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ отметим, что условия (1.1), (1.2) могут выполняться одновременно с некоторого значения относительной $\bar{\omega}$. Но параметр $\bar{\omega}$, как следует из формулы (1.6), при фиксированной частоте ω связан с геометрическими размерами проточного канала и расширительной полости через параметры L и $C_{пр}$. Причем инерционность проточного канала L в формуле (1.6), определяемая соотношением (1.3) может изменяться в пределах

$$L_{мин} \leq L \leq L_{макс} \quad (1.7)$$

Изменение же инерционности проточного канала связано с изменением его профиля и, следовательно, с изменением гидравлических потерь. При этом значению $L_{мин}$ соответствуют минимальные гидравлические потери $\Delta P_{2 мин}$, а значению $L_{макс}$ соответствуют максимальные гидравлические потери равные допустимым гидравлическим потерям на гасителе, т. е. $\Delta P_{2 макс} = [\Delta P_2]$. При этом:

- если реализуется $L_{мин}$, то при фиксированных значениях $\bar{\omega}$ и ω из формулы (1.6) следует, что $C_{пр} = C_{пр макс}$, т. е. требуется максимальный объём расширительной полости. Следовательно, габариты и масса гасителя будут наибольшими.

- если реализуется $L_{макс}$, то $C_{пр} = C_{пр мин}$ и, соответственно, габариты и масса гасителя, при выполнении соотношений (1.1)...(1.3), будут минимальными.

Следовательно, при проектировании гасителя назначение условий (1.1)...(1.3) подразумевает также и назначение требования по габаритам. Причем, для получения минимальных габаритов необходимо стремиться к выполнению равенства в соотношении (1.3) при одновременной реализации наибольшей величины инерционности проточного канала L .

Другой путь уменьшения габаритов гасителя, как следует из формулы (1.6), связан с уменьшением значения $\bar{\omega}$. Но это, как правило, ведет к нарушению условий (1.1), (1.2). Допустимое отклонение от их невыполнения должно определяться в каждом конкретном варианте отдельно путём отыскания компромиссного решения с привлечением экспериментальных результатов.

Таким образом, при выполнении требований (1.1)...(1.3), параметр $\bar{\omega}$ интегрально оценивает гидравлические потери на гасителе и его габариты, т. е. характеризует совершенство гасителя. Поэтому лучшим из двух вариантов гасителей следует считать тот, у которого при выполнении условий (1.1)...(1.3) на частоте ω величина параметра $\bar{\omega}$ будет меньше.

Если гаситель предназначен для работы в некотором диапазоне частот $[\bar{\omega}_1; \bar{\omega}_2]$, то параметры его элементов, при обеспечении требований (1.1)...(1.3), необходимо выбирать на частоте, соответствующей нижней границе частотного диапазона, т. е. при условии $\bar{\omega} = \bar{\omega}_1$. В пределах рабочего диапазона частот соотношения (1.1)...(1.3) будут выполняться автоматически при следующем условии. Частоты, при которых коэффициент собственного затухания K_c достигает максимального значения, а волновые сопротивления \bar{Z}_{ci} изменяют характер зависимостей, должны находиться выше частоты $\bar{\omega} = \bar{\omega}_2$. Когда зависимость коэффициента K_c достигает максимального значения в пределах рабочего диапазона частот, но характер волновых сопротивлений не изменяется, то для удовлетворения требований (1.1)...(1.3) необходимо убедиться, что при частоте $\bar{\omega} = \bar{\omega}_2$ соотношение (1.1) выполняется. При его невыполнении следует провести корректировку требований (1.1)...(1.3) либо выбрать другую схему гасителя и т. д.

Гидравлические потери у всех исследуемых гасителей образуются за счёт протока рабочей жидкости через

центральный канал, выполняющий одновременно роль инерционности L . У гасителей с проточной полостью часть потока жидкости проходит через расширительную полость и шунтирующие её активные сопротивления (гидродроссели). Однако доля этого потока, определяемая соотношением гидравлических сопротивлений дросселей и центрального канала, как показывают расчёты, более чем на порядок меньше потока, проходящего через центральный канал. Поэтому будем считать, что у гасителей с проточной и не проточной расширительными полостями, гидравлические сопротивления стационарному потоку определяется течением жидкости только через центральный канал.

Для получения минимальных размеров расширительной полости гасителя при заданной величине гидравлических потерь необходимо, чтобы инерционность проточного канала L была максимальной. Удовлетворить противоречивые требования по гидравлическому сопротивлению и инерционности проточного канала можно его профилированием. Некоторые варианты профилирования проточного канала представлены на рисунке 3.

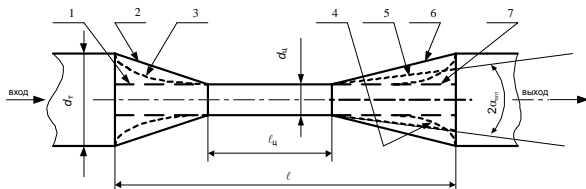


Рисунок 3. Схема профилирования проточных каналов гасителей.

Цифрами на рисунке обозначены:

- 1, 2, 3 - виды входных участков проточного канала;
- 4, 5, 6, 7 - виды выходных участков проточного канала.

Из приведённого рисунка следует, что проточный тракт канала состоит из цилиндрического участка постоянного сечения и участков входа и выхода, которые могут быть выполнены:

- как продолжение цилиндрической части, т. е. вход и выход из канала ступенчатые (профили 1; 7);

- либо в виде конфузора (профиль 2) и полного (профиль 6) или ступенчато-го (профиль 5) диффузора, имеющего при такой же длине и такой же степени пережатия

$$n = \frac{S_m}{S_u} = \left(\frac{d_m}{d_u} \right)^2, \quad (1.8)$$

что и полный диффузор, значительно меньшее гидравлическое сопротивление [2], но большую инерционность L . В формуле (1.8) S_m и d_m площадь поперечного сечения и внутренний диаметр подводящего трубопровода. При использовании ступенчатого диффузора минимальные гидравлические потери

на гасителе будут при угле конусности (рисунок 4) $\alpha = \alpha_{\text{н\ddot{o}}} \approx 6^\circ$ [2].

- либо другой специальной формы (например, профили 3 и 4).

Выполнение входного и выходного участков проточного канала в виде профилей 1 и 7 позволяет реализовать максимальную инерционность, однако при этом гидравлические потери будут наибольшими. Сочетание профилей 3 и 4 обеспечивает наименьшие гидравлические потери и инерционность, незначительно отличающуюся от максимальной, но при этом возникают трудности связанные с изготовлением проточной части профиля. Схемы профилей 5 и 6 сочетают преимущества профилей 3 и 4 при достаточно простом расчёте и минимальной трудоёмкости их изготовления.

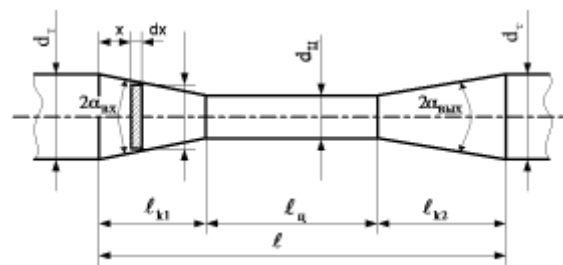


Рисунок 4. Расчётная схема проточного канала гасителя

Ниже методика расчёта гасителей изложена для варианта, когда входной и выходной участки проточного канала являются конусными с одинаковыми

степенями пережатия n , однако, используя её можно рассчитать гаситель с любыми входным и выходным участками, введя соответствующие поправки.

Инерционность L проточного канала, расчётная схема которого изображена на рисунке 4, складывается из инерционности цилиндрической части

$$L_u = \frac{\rho \ell_u}{S_u} \quad (1.9)$$

и инерционности каждого конусного участка входа и выхода L_i ($i=1, 2$). Формулы для вычисления параметров L_i получим, записав, в соответствии с соотношением (1.9), выражение для инерционности элементарного участка протяженностью dx и сечением $S(x)$ и проинтегрировав полученное соотношение при изменениях x в пределах $[0; L_{ki}]$. В результате будем иметь

$$L_i = \frac{\rho}{S_{mi}} \frac{d_{mi}}{d_u} \ell_{ki} \quad (1.10)$$

С учётом формул (1.9), (1.10) при одинаковых степенях пережатия n обоих конусных участков получим

$$L = \frac{\rho}{S_m} \left[\frac{d_m(\sqrt{n}-1)}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вых}}} \right) + n \ell_u \right] \quad (1.11)$$

В формулах (1.10)...(1.11) обозначения следующие: S_{mi}, d_{mi} - соответственно, площади поперечных сечений и диаметры подводящих трубопроводов со стороны входа в проточный канал и выхода из него; S_u, d_u, ℓ_u - соответственно, площадь поперечного сечения, диаметр и протяженность цилиндрической части проточного канала; ℓ_k - протяженности конусных участков; $\alpha_{\text{вх}}, \alpha_{\text{вых}}$ - углы конусности от оси до образующей конфузора и диффузора.

В выражение (1.11) входят три неизвестных параметра: L, n, ℓ_u . Для однозначного их определения воспользуемся соотношениями (1.1)... (1.3) утя, что для получения минимальных габаритов расширительной полости в формуле (1.3)

следует принять знак равенства. Из неравенства (1.2) и формул (1.5), (1.6) получим, что при условии

$$LC_{np} = idem \quad (1.12)$$

параметры L и C_{np} определяются соотношениями

$$C_{np} < \frac{\overline{Z_{ci}} \overline{\omega}}{\omega Z_{\text{эм}}} \quad (1.13)$$

$$L > \frac{\overline{\omega} Z_{\text{эм}}}{\omega \overline{Z_{ci}}} \quad (1.14)$$

В формулах (1.13), (1.14) и всех последующих положение знаков неравенств соответствует принятому их направлению в соотношении (1.2). Подставив выражение (1.11) для параметра L в неравенство (1.14) и проведя преобразования, получим

$$\ell_u > \frac{\overline{\omega} \alpha_{3\text{в}}}{\omega n \overline{Z_{ci}}} - \frac{d_m(\sqrt{n}-1)}{2n} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вых}}} \right) \quad (1.15)$$

где $\alpha_{3\text{в}}$ - скорость звука в рабочей среде.

Определим теперь выражение для суммарных гидравлических потерь на проточном канале гасителя.

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{\kappa 1} + \Delta P_u + \Delta P_{\kappa 2} \quad (1.16)$$

В формуле (1.16):

- $\Delta P_{\kappa 1}, \Delta P_{\kappa 2}$ - соответственно, гидравлические потери на входном и выходном участках проточного канала;
- ΔP_u - гидравлические потери на цилиндрической части проточного канала.

Отдельные составляющие этих потерь оцениваются следующими зависимостями [2]

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{\kappa 1} &= \frac{\rho Q^2}{\pi^2 d_u^4} \lambda_{mp} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вх}}}; \\ \Delta P_u &= \frac{8 \rho Q^2}{\pi^2 d_u^4} \lambda_{mp} \frac{\ell_u}{d_u}; \\ \Delta P_{\kappa 2} &= \frac{8 \rho Q^2}{\pi^2 d_u^4} \left[\frac{\lambda_{mp}}{8} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вых}}} + \kappa \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (1.17)$$

Подставив в формулу (1.16) составляющие (1.17) и утя соотношение (1.15) будем иметь:

$$\xi_z \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} \lambda_{mp} \left\{ \frac{n^2-1}{8} \left(\frac{1}{\sin \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вых}}} \right) + \right. \\ \left. + n\sqrt{n} \left[\frac{\bar{\omega} \alpha_{36}}{\omega d_m |\bar{Z}_{ci}|} - \frac{\sqrt{n}-1}{2} \left(\frac{1}{\text{tg} \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\text{tg} \alpha_{\text{вых}}} \right) \right] \right\} + (1.18)$$

$$+ k(n-1)^2 \leq [\xi_z]$$

Из выражения (1.18) для частного случая, когда $\alpha_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вых}} = \alpha$ следует

$$\xi_z \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} \lambda_{mp} \left[\frac{n^2-1}{4 \sin \alpha} + n\sqrt{n} \left(\frac{\bar{\omega} \alpha_{36}}{\omega d_m |\bar{Z}_{ci}|} - \frac{\sqrt{n}-1}{\text{tg} \alpha} \right) \right] +$$

$$+ k(n-1)^2 \leq [\xi_z]$$

(1.19)

В формулах (1.17)...(1.19) обозначения следующие: Q - расход рабочей жидкости через проточный канал гасителя; k - коэффициент смягчения удара на выходном участке, $k = 3,2 \text{tg} \alpha_{\text{вх}} \sqrt[4]{\text{tg} \alpha_{\text{вх}}}$ или $k \approx \sin 2\alpha_{\text{вх}}$ [2];

$$\xi_z = \frac{\Delta P_z \pi^2 d_m^4}{8 \rho Q^2} \quad (1.20)$$

- коэффициент гидравлического сопротивления проточного канала гасителя;
 - допустимая величина коэффициента гидравлического сопротивления гасителя;
 $[\xi_z]$ - коэффициент потерь на трение о стенки конусных и цилиндрических участков проточного канала. Значение λ_{mp} выбирается из справочников или можно рассчитать по формуле А.Д. Альтшуля [2], которая в параметрах подводящего трубопровода имеет вид:

$$\lambda_{mp} = \left[1,8 \ell g \frac{\sqrt{n} \text{Re}_m}{\frac{k'}{d_m} n \text{Re}_m + 7} \right]^{-2} \quad (1.21)$$

где $\text{Re}_m = \frac{4Q\sqrt{n}}{\pi \nu d_m}$ - число Рейнольдса для

потока в подводящем трубопроводе; ν - кинематическая вязкость рабочей среды; k' - размер, пропорциональный абсолютной шероховатости внутренних стенок конусных и цилиндрических участков проточного канала. При тщательной обработке этих поверхностей значение k' в формуле (1.21) следует принимать равное $2 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ [2].

Если теперь установить взаимосвязь между параметрами K_c , \bar{R} , μ , $\bar{\omega}$, $|\bar{Z}_{ci}|$, то соотношения (1.18), (1.19) позволяют определить степень пережатия n , а затем и все другие параметры элементов гасителей с учётом требований (1.1)...(1.3).

3 Заключение

Установлены соотношения между акустическими характеристиками гасителя колебаний, параметрами его элементов и параметрами трубопроводов системы, для которой проектируется гаситель. Полученные зависимости позволяют оптимизировать гидравлические потери на устройстве и его габариты при обеспечении требуемых уровней ослабления колебаний в системе.

Список использованных источников

- [1] Головин, А.Н. Гасители колебаний для гидравлических систем. Текст /А.Н. Головин, В.П. Шорин. - Самара: Изд - во Самарского научного центра РАН, 2005. - 168 с.
 [2] Некрасов Б.Б. Гидравлика и её применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967. 370 с.

Golovin A.N.

CALCULATION OF DAMPERS OF LOW-FREQUENCY ACOUSTIC FILTERS TYPE

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

an-golovin@mail.ru

The article provides analytical dependencies that allowing harmonization the required dynamic characteristics of fluid pressure pulsation dampers with the parameters of their main elements at the given level of hydraulic losses on the devices.

Key words: *damper, own characteristics, hydraulic losses, optimization of parameters*

References

- [1] Golovin, A. N. Oscillation dampers for hydraulic systems. Text / A.N. Golovin, V.P. Shorin. - Samara: Publishing House of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, 2005. - 168 p.
- [2] Nekrasov B.B. Hydraulics and its application in aircraft. Moscow: Mashinostroenie, 1967. 370 p

**В.Б. Балякин,
С.В. Фалалеев,
А.В. Швецов**

«Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королева»

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

sergey_falaleev@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ "СУХИХ" УПЛОТНЕНИЙ ПРИ НАЛИЧИИ ВИБРАЦИИ РОТОРА

В статье представлены результаты экспериментального исследования "сухих" уплотнений при наличии роторной вибрации. Приведено описание системы измерения динамического стенда. Проведена оценка влияния вибрационных нагрузок на утечки через уплотнение и анализ влияния радиального смещения и перекоса вала на работу "сухого" уплотнения. Приведен анализ причины вибрационного дефекта. Определены допустимые значения амплитуд вибрации ротора газоперекачивающего агрегата.

Ключевые слова: сухое уплотнение; вибрация; утечки; зазор; амплитуда колебаний; динамический стенд

1 Введение

При работе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) возникает вибрация ротора из-за ряда причин, связанных как с технологией изготовления, так и с особенностями эксплуатации [1-3]. Вибрация оказывает влияние и на характеристики торцового газодинамического уплотнения (ТГДУ), называемого в литературе как "сухое" уплотнение. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации [4-7]. В сочетании с перекосом вращающегося кольца уплотнения вибрация создает повышенный момент трения на контактных поверхностях [8, 9]. Это приводит к нерасчетному режиму работы с ростом температуры в зоне трения и к увеличению утечек через уплотнение [10,11]. К тому же вибрация ротора создает дополнительные динамические напряжения в кольцах пары трения, что снижает их ресурс. Допустимый диапазон амплитуд вибраций ротора в электромагнитных подшипниках определяется возможностями используемых в ГПА торцовых газодинамических уплотнений [1, 5, 7]. Целью экспериментальных исследований, проведенных в данной работе, является

проверка работоспособности уплотнения в стендовых условиях при повышенных амплитудах колебаний ротора, возникающих при использовании в опорах нагнетателя электромагнитных подшипников, а также в нагнетателях с гидродинамическими подшипниками скольжения при нестандартных ситуациях.

2 Выбор определяющих и определяемых параметров исследования

Для исследования использовался динамический стенд СУ-1 [7]. В качестве определяющих параметров для экспериментальных исследований ТГДУ выбираются радиальное и торцевое биение роторной втулки уплотнения.

При монтаже уплотнения в посадочное отверстие гильзы нагнетателя, несоосное оси вала, роторная втулка ТГДУ смещается относительно корпуса уплотнения, но совершает малые радиальные колебания в процессе работы. В этом случае радиальное смещение вала относительно корпуса уплотнения обычно имитируется за счет смещения корпуса. По данным зарубежных фирм - производителей ТГДУ смещение корпуса относительно ротора без установки лабиринтного уплотнения может достигать 0,5 ... 0,9 мм.

Для имитации радиальных колебаний ротора относительно статора на стенде радиальное биение (0,1; 0,2; 0,3 мм) роторной втулки ТГДУ задается смещением оси рабочего вала относительно оси испытательного вала путем последовательной расточки посадочной поверхности у последнего на заданную величину.

Комбинация радиального и осевого биения, которая имеет место в реальных условиях работы газоперекачивающего агрегата, достигается за счет перекоса рабочего вала относительно испытательного вала путем подкладывания фольги под привалочный торец валов на дуге 60°.

Радиальное биение вала при установке контролируется в районе второй ступени уплотнения, а осевое биение замеряется на торцевой поверхности роторной втулки уплотнения. Эти параметры жестко связаны.

В качестве определяемых параметров исследования выбраны утечки газа через первую и вторую ступени уплотнения и вибрация корпуса установки. Предельное значение утечек через первую ступень уплотнения принимается равным 100 нормолитров в минуту.

3 Разработка системы измерения стенда для проведения исследований при повышенных амплитудах колебаний ротора

Схема системы измерения представлена на рисунке 1. Измерение динамического радиального перемещения вала под второй ступенью уплотнения в горизонтальной и вертикальной плоскости производились токовихревыми датчиками с точностью 1 мкм, которое можно пересчитать в динамическое радиальное и торцовое биение первой ступени ГДУ за счет наличия жесткой кинематической связи. Результаты измерений фиксировались и обрабатывались блоком РХИ производства фирмы «National Instruments».

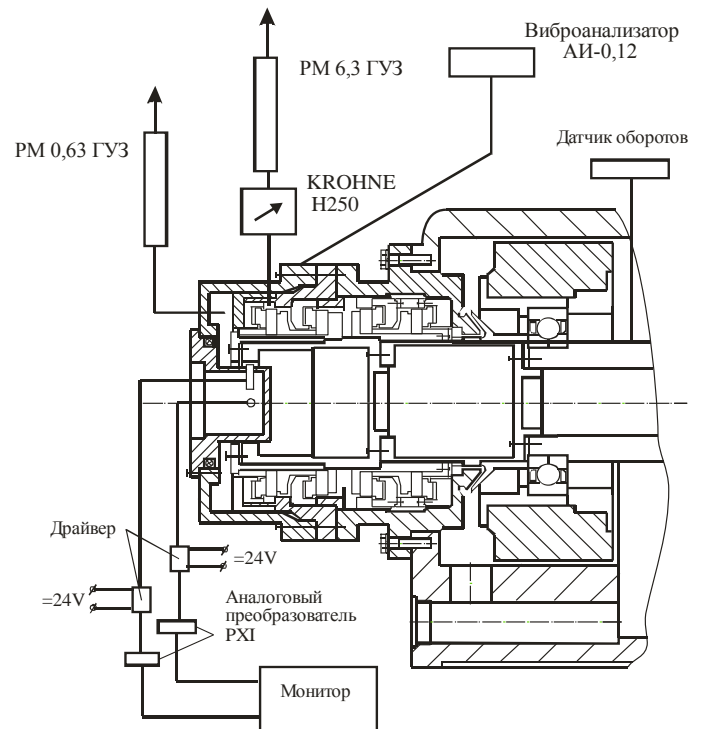


Рисунок 1. Схема системы измерений динамического стенда

Утечки газа через первую и вторую ступени уплотнения измерялись с помощью стеклянных ротаметров ГУЗ-6,3 и ГУЗ-0,63 соответственно, а для первой ступени замеры дублировались расходомером Н-250 фирмы «KROHNE», что позволило производить замеры в области малых расходов, где чувствительности стеклянного ротаметра недостаточно.

Измерение положения ротора в горизонтальной и вертикальной плоскостях производилось с частотой 20 кГц. Полученные данные обрабатывались блоком измерения РХИ.

Датчики перемещения ротора закреплены в корпусе установки.

Для оценки точности полученных результатов проводились измерения также и колебаний корпуса в горизонтальной и вертикальной плоскостях с помощью виброизмерительной аппаратуры АИ – 012 («Дельфин») с точностью измерения виброперемещений 0,01 мкм.

Биение роторной втулки уплотнения приводит к пульсациям утечек через первую и вторую ступень. Замеры расхода газа через первую и вторую ступень

исследуемого ТГДУ про-водились 12 раз для каждого режима работы, установленного согласно программе испытания, в течение двух минут. Среднестатистическое значение вычислялось с вероятностью $P = 0,68$. При этом среднеквадратическое отклонение результатов измерения расхода не превышало 0,2 нормолитра в минуту или 2 % для первой ступени и 15% для второй.

Пульсации утечек через первую и вторую ступень характеризуют степень биения вала, однако точность измерения применяемых приборов не позволили установить четкую взаимосвязь между этими параметрами. Для использования пульсаций утечек в качестве диагностического признака в дальнейшем необходимо использовать датчики пульсаций, установленные непосредственно в полости на выходе из ступеней.

4 Анализ влияния радиального смещения (эксцентриситета) и перекоса вала на работу ТГДУ

Радиальное смещение вала с эксцентриситетом $e = 0,1; 0,2$ и $0,3$ мм без перекоса, как видно из графиков рисунке 2, практически не влияет на величину утечек через уплотнение. Отличие в замерах для различных режимов работы не превышает точности измерения утечек.

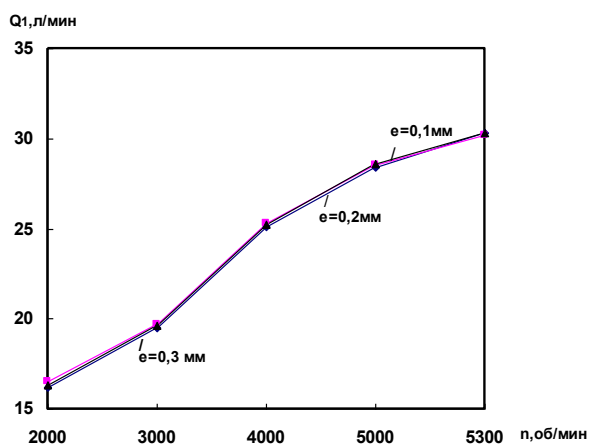


Рисунок 2. Зависимость утечек через первую ступень ТГДУ от оборотов при давлении газа на входе в уплотнение 6 МПа при различных статических эксцентриситетах e

Влияние перекоса вала на утечки через первую ступень уплотнения значительное, причем нелинейное как с ростом оборотов, так и давления подачи воздуха на входе в уплотнение. Утечки через первую ступень ТГДУ, согласно рисунку 3, с ростом перекоса δ сначала увеличиваются, а затем снижаются, имея максимум при значениях $\delta = 0,2$ мм. Такое явление можно объяснить тем, что при больших перекосах вала зазор в первой ступени ТГДУ становится относительно большим и течение газа в этой области становится сверхкритическим, что характеризуется резким снижением расхода.

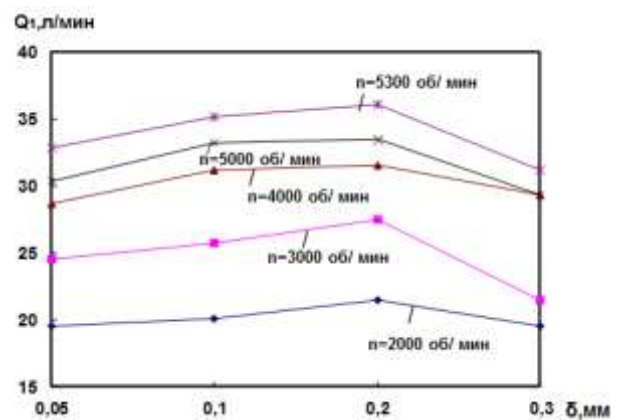


Рисунок 3. Зависимость утечек через первую ступень уплотнения для различных оборотов ротора от статических смещений δ испытательного вала при давлении подачи воздуха $P_v = 6$ МПа

При перекосах вала $\delta = 0,2$ мм и $0,3$ мм (под перекосом понимается радиальное биение вала под второй ступенью при внесении углового отклонения вала от оси вращения) появляются утечки газа через вторую ступень ТГДУ. Из рисунка 4 видно, что с ростом перекоса вала утечки монотонно возрастают, в отличие от утечек через первую ступень ТГДУ. Это объясняется тем, что перепад давления на второй ступени уплотнения незначителен и составляет $0,01 \dots 0,03$ МПа, поэтому даже при радиальном перекосе вала $\delta = 0,3$ мм сверхкритическое течение не возникает

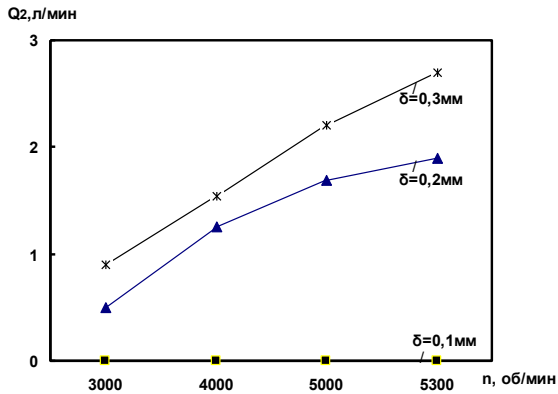


Рисунок 4. Зависимость утечек через вторую ступень ТГДУ от оборотов при давлении газ на входе в уплотнение 6 МПа при различных перекосах вала

Для объективной оценки работоспособности ТГДУ при перекосах необходимо оценить величину смещения вала, возникающую в динамике.

На рисунке 5 приведены зависимости динамического радиального смещения ротора Удрх от оборотов для различных статических перекосов δ . Из графиков зависимостей видно, что в динамике перекосы возрастают от оборотов нелинейно до 400 мкм.

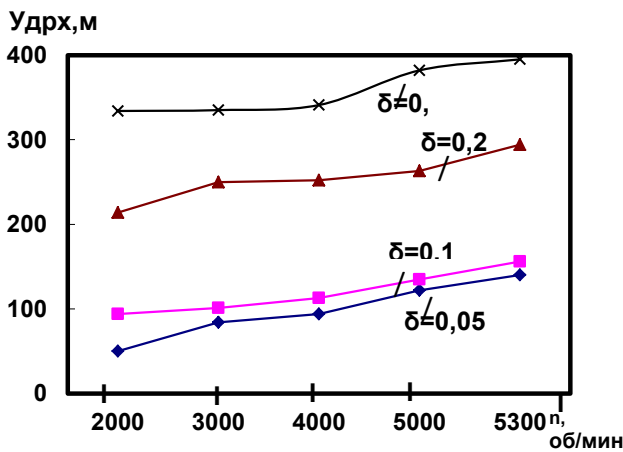


Рисунок 5. Зависимость динамического радиального смещения ротора от оборотов для различных статических перекосов диспетательного вала при давлении подачи воздуха 6 МПа

Это объясняется наличием зазоров величиной 100...120 мкм по каталогу в новом под-шипнике качения, а со временем происходит износ беговых дорожек, что приводит к увеличению радиальных зазоров.

На рисунке 6 приведены зависимости динамического радиального смещения ротора Удрх от давления подачи для различных статических перекосов δ .

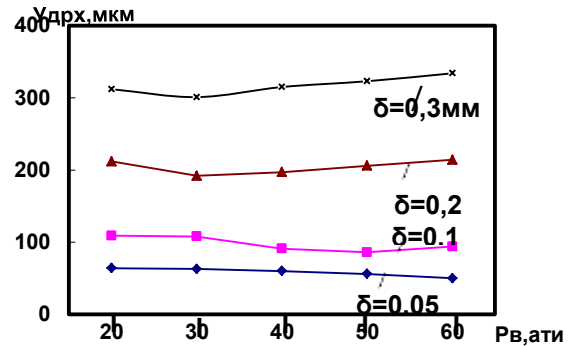


Рисунок 6. Зависимость динамического радиального смещения ротора от давления подачи воздуха для различных статических перекосов вала δ при оборотах $n=2000$ об/мин

Из графика на рисунке 6 видно, что в динамике амплитуда колебаний вала при малых значениях δ уменьшается с ростом давления подачи, а при значениях $\delta > 0,1$ сначала уменьшается, а затем растет. Это объясняется тем, что уплотнение является демпфирующим устройством и с ростом давления демпфирование и жесткость слоя газа в зазоре возрастают. При малых перекосах демпфирования и жесткости хватает для снижения амплитуды колебаний, а при больших перекосах вала демпфирование и жесткость ведут себя нелинейно - сначала растут, а затем падают.

После работы уплотнения с перекосом вала $\delta=0,3$ мм (замеренное биение торцевой поверхности втулки вала составляло 0,25 мм) на рабочем режиме (частота возбуждения вала 90 Гц) в течение двух минут произошло мгновенное увеличение утечек через первую ступень до величины больше 100 нормолитров в минуту и произошел аварийная остановка стенда.

Анализ работоспособности ТГДУ производился после каждой серии испытаний путем разборки и осмотра уплотнения. До последнего испытания дефектов в уплотнении при осмотре обнаружено не было. Дефектация уплотнения после аварийной остановки

показала, что в процессе работы происходило касание лабиринтов о надлабиринтную втулку. Обмер деталей показал, что зазор в лабиринтном уплотнении составляет после работы 430 мкм. Замеры амплитуды колебаний ротора в вертикальной плоскости соответствовали 450 мкм, а в горизонтальной 395 мкм, это подтверждается наличием рисок на внутренней поверхности надлабиринтной втулки в двух секторах, расположенных под углом 180° в вертикальной плоскости.

Работа уплотнения с перекосом роторной втулки приводит к торцовым биениям твердо-сплавного кольца. При больших торцовых биениях графитовое кольцо перестает отслеживать колебания твердо-сплавного кольца и происходит их касание. Это наблюдается в виде следов графита по периферии твердо-сплавного кольца и износа на рабочей поверхности графитового кольца. Однако причиной нарушения работоспособности ТГДУ в нашем случае стало попадание резинового уплотнительного кольца в зазор между графитом и направляющей втулкой вторичного уплотнения. Это привело к заклиниванию графита и невозможности отслеживать перемещения твердо-сплавного кольца в процессе работы, что вызвало увеличение рабочего зазора и утечек через первую ступень. Осмотр показал, что резиновое кольцо было скручено (рисунок 7) и выдавлено через зазор вторичного уплотнения, что привело к его расслоению и нарушению герметичности.



Рисунок 7. Фотография скрученного резинового кольца вторичного уплотнения после аварийного останова стенда

5 Заключение

Статическое радиальное смещение вала относительно корпуса для ТГДУ не должно превышать 0,3 мм. В динамике эта величина возрастает и при установке вала на подшипниках качения (испытательный стенд) и скольжения (нагнетатель) может достигать 0,45мм, что является критическим для вышеперечисленных типов ТГДУ. Величина радиального смещения роторной втулки ограничена конструктивными особенностями ТГДУ (зазором в лабиринтном уплотнении и зазором между твердо-сплавным кольцом и стопорным кольцом для графита во второй ступени). Наличие значительного радиального смещения подтверждается не только данными исследованиями, но и эксплуатацией, так как имеются следы касания лабиринтов о надлабиринтную втулку при наличии дефектов в подшипниках скольжения.

В реальных условиях кроме радиальных колебаний роторной втулки ТГДУ возникают и осевые, что обусловлено перекосом вала, на котором она установлена. Перекос вала, который имитирует совместные осевые и радиальные колебания в ТГДУ, влияет на величину утечек через первую и вторую ступень уплотнения. С ростом угла перекоса вала утечки в первой ступени ТГДУ сначала растут, а затем падают, имея максимум при радиальном перекоме $\delta = 0,2\text{мм}$. Утечки через вторую ступень монотонно возрастают с увеличением радиального перекоса. Предельное значение радиального перекоса для данного типа уплотнения $\delta = 0,3\text{ мм}$. При этом повышенные радиальные и осевые перемещения роторной втулки приводят к тому, что происходит разрушение резинового кольца вторичного уплотнения. Разрушение резинового кольца приводит к нарушению герметичности вторичного уплотнения и заклиниванию графитового кольца.

Таким образом, проведенные исследования динамики ТГДУ показывают,

что уплотнение удовлетворительно работает при осевых, либо при радиальных амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой до 100 Гц. Наличие вибрации с частотой 200 Гц, особенно при наличии одновременно осевых и угловых колебаний, делает ТГДУ неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды колебаний. На основании проведенных численных и натуральных экспериментов рекомендуется для ТГДУ предельное значение амплитуд радиальных колебаний принять равным 0,3 мм, а осевых – 0,2 мм при частоте до 100 Гц. При частоте 200 Гц рекомендуется половина этих значений.

Список использованных источников

- [1] Белоусов, Ю. Особенности работы «сухих» нагнетателей в предпомпажных режимах / Ю. Белоусов, Д.Кочетов, Ю. Кравцов, А. Шайхутдинов, С. Еремин // Газотурбинные технологии, 2004, №3. - С.18-21.
- [2]Фалалеев, С.В. Торцовые газодинамические уплотнения / С.В. Фалалеев, Д.К. Новиков, В.Б. Балякин, В.В. Седов: СИЦ РАН. – 300 с.
- [3]Falaleev, S.V. Selection of the hydrodynamic damper type for the turbomachine rotor / S.V. Falaleev, K.N.Chaadaev, D.S. Diligenskiy // Life Science Journal, 2014, Vol. 11, No 7. - P. 502-505.
- [4]Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation // Tribology and Lubrication Technology, 2005, Vol. 61, No 6. - P. 52-63.
- [5] Falaleev, S.V. Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal / S.V. Falaleev, A.S. Vinogradov// Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2017, Vol. 46, No 1. - P. 40-45.
- [6]Falaleev, S.V. Effect of clogging of the filters and throttles on work efficiency of face seals / S.V. Falaleev, A.M.Zhizhkin. // Journal of Friction and Wear, 1996, Vol. 17, No 2. - P. 225-229.
- [7] Rosseev, N.I. Stand for dynamic tests of 'dry' gas seals / N.I. Rosseev, S.D. Medvedev, A.V. Monakhov, S.V. Falaleev, V.B. Balyakin, D.K. Novikov // GazovayaPromyshlennost, 2001, No 4. - P. 55–58.
- [8] Bruce, R.W. Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. - CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. - 121p.
- [9]Falaleev, S. Influence research of extreme operate conditions on the face gas dynamic seal characteristics / S. Falaleev, A. Vinogradov, P. Bondarchuk // Technische Akademie Esslingen International Tribology Colloquium Proceedings. 15th International Colloquium

Tri-bology - Automotive and Industrial Lubrication. - Ostfildern, 2006. – P. 208.

[10]Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, inertial forces and complex clearance form // Life Science Journal, 2014. Vol. 11, No 9. – P. 337-343.

[11]Balyakin, V.B. Hermeticity of secondary gas end seal assembly / V.B. Balyakin, S.V. Falaleev, D.K. Novikov. // GazovayaPromyshlennost, 2002, No 8. – P. 56–58.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE PERFORMANCE OF "DRY" SEALS IN THE PRESENCE OF ROTOR VIBRATION

**V.B.Balyakin,
S.V.Falaleev,
A.V. Shvechov**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

sergey_falaleev@mail.ru

The article presents the results of an experimental study of "dry" seals in the presence of rotary vibration. The description of the dynamic stand measurement system is given. An assessment of the influence of vibration loads on leakage through the seal and an analysis of the influence of radial displacement and shaft misalignment on the operation of a "dry" seal are carried out. The analysis of the cause of the vibration defect is presented. The permissible values of the vibration amplitudes of the rotor of the gas pumping unit have been determined.

Keywords: Dry seal, vibration, leakage, clearance, vibration amplitude, dynamic stand

References

- [1] Belousov, Yu. Osobennosti raboty "suchich" nagnetatelej v predpompazhnykh rezhimakh / Yu. Belousov, D. Kotchetov, Yu. Kravchov, A. Shaychutdinov, S. Eremin // Газотурбинные технологии, 2004, No 3. - P.18-21.
- [2] Falaleev, S.V. Torcovie gasodinamicheskie uplotneniya / S.V. Falaleev, D.K. Novikov, V.B. Balyakin, V.V. Sedov: SNC RAN. – 300 p.
- [3] Falaleev, S.V. Selection of the hydrodynamic damper type for the turbomachine rotor / S.V. Falaleev, K.N. Chaadaev, D.S. Diligenskiy // Life Science Journal, 2014, Vol. 11, No 7. - P. 502-505.
- [4] Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation // Tribology and Lubrication Technology, 2005, Vol. 61, No 6. - P. 52-63.
- [5] Falaleev, S.V. Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal / S.V. Falaleev, A.S. Vinogradov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2017, Vol. 46, No 1. - P. 40-45.
- [6] Falaleev, S.V. Effect of clogging of the filters and throttles on work efficiency of face seals / S.V. Falaleev, A.M. Zhizhkin. // Journal of Friction and Wear, 1996, Vol. 17, No 2. - P. 225-229.
- [7] Rosseev, N.I. Stand for dynamic tests of 'dry' gas seals / N.I. Rosseev, S.D. Medvedev, A.V. Monakhov, S.V. Falaleev, V.B. Balyakin, D.K. Novikov // Gazovaya Promyshlennost, 2001, No 4. - P. 55-58.
- [8] Bruce, R.W. Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. - CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. - 121p.
- [9] Falaleev, S. Influence research of extreme operate conditions on the face gas dynamic seal characteristics / S. Falaleev, A. Vinogradov, P. Bondarchuk // Technische Akademie Esslingen International Tribology Colloquium Proceedings. 15th International Colloquium Tribology - Automotive and Industrial Lubrication. - Ostfildern, 2006. – P. 208.
- [10] Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, inertial forces and complex clearance form // Life Science Journal, 2014. Vol. 11, No 9. – P. 337-343.
- [11] Balyakin, V.B. Hermeticity of secondary gas end seal assembly / V.B. Balyakin, S.V. Falaleev, D.K. Novikov. // Gazovaya Promyshlennost, 2002, No 8. – P. 56-58.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА ПЛАЗМЫ ВОДЯНОГО ПАРА С МИКРОЧАСТИЦАМИ АЛЮМИНИЯ**И. П. Завершинский,
Д. П. Порфирьев.**Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева,
Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086.Учреждения Российской академии
наук Физического института им.
П.Н. Лебедева РАН, ул. Ново-
Садовая 221 г. Самара, 443011.

ipzav63@mail.ru

Проведены исследования плазмы разряда с вихревым потоком смеси аргон + водяной пар с частицами алюминия в трубке плазменного вихревого реактора (ПВР). Измерены параметры разряда, плазмы и рабочего потока в ПВР. Для оценки электронной температуры, вращательной и колебательной температур возбужденных молекулярных комплексов, температуры металлических кластеров, электронной концентрации плазмы использованы спектральные методы. Предложена кинетическая схема для расчета рабочих режимов в реакторе, при использовании разряда на водяных парах с частицами алюминия. Проведено численное моделирование вихревого потока чистого водяного пара с частицами алюминия в присутствии источника нагрева.

Ключевые слова: *закрученный поток, алюминий, кинетическая схема, параметры разряда*

1 Введение

Водород считается одним из лучших носителей чистой энергии, благодаря его малому весу, высокой плотности энергии и нулевому загрязнению. Однако на пути к его экономически выгодному производству и безопасному хранению должны быть преодолены значительные технические проблемы. Водород может быть получен различными способами, такими как электролитическое разложение воды, электролиз водных растворов солей, паровая конверсия природного газа [1,2], расщепление воды с использованием металла (с применением металлических добавок с сопутствующей инъекцией металла), в реакциях металлического алюминия или цинка с водными щелочными растворами и т.д.

Методы, основанные на горении металлических частиц – это эффективный способ преобразования химической энергии различных неорганических соединений в тепловую энергию. Металлическое топливо имеет значительно большее объемное энерговыделение, чем традиционные углеводородные смеси, включая жидкие

углеводороды и даже в большей степени водород. Кроме того, в процессе окисления металлических частиц достигается высокая температура продуктов. Особое место среди таких методов отводится алюмоводородной энергетике [3,4], в области которой в течение последних десяти лет активно ведутся экспериментальные и теоретические исследования. На сегодняшний день достигнут заметный прогресс в области относительно низких рабочих температур, когда реакция окисления алюминия протекает при высоких степенях избытка окислителя в жидкой фазе. Однако для многих применений скорость реакции в этих условиях недостаточна.

Другой перспективный способ производства водорода основан на реакции гидратации катодных эрозионных кластеров или нанопорошка алюминия, введенного в зону реакции в водяном паре, стимулируемого плазменными образованиями [5,6]. Достижения в этой новой области энергии весьма ощутимы. Но в указанном направлении имеются известные проблемы и трудности, связанные с низкой полнотой реакции окисления паров металла в водяном паре, низкой скоростью

этой реакции и сложностью накопления и хранения полученного взрывоопасного водорода.

Однако, было показано, что возможны устойчивые режимы генерации в вихревых установках с использованием гетерогенной плазмы, созданной в разряде со значительной эрозией твердых электродов и при использовании паровых смесей аргон-водород или аргон-вода [5]. В таких режимах возле катода образовывается гетерогенная плазма, состоящая из жидких металлических микрокапель и наноразмерных частиц электродного материала. Закрутка потока позволяет локализовать области высокой температуры, что помогает управлять параметрами, при которых протекают физико-химические процессы, и уменьшить износ оборудования. В таких плазменно-вихревых реакторах (ПВР) могут быть достигнуты значения тепловой энергии выходного плазменного потока, заметно превышающие значение электрической энергии, затрачиваемой на создание электроразрядной плазмы. Кроме того, достигается существенный выход водорода. Стоимость произведенного водорода с учетом стоимости избыточного тепла составляет (при текущих ценах алюминиевого порошка около \$1.7 за килограмм) около \$1 за килограмм водорода, что является лучшим среди известных показателей.

В настоящей работе решается модельная задача в упрощенной постановке – пароводяная плазма, разрядная трубка без держателей и упрощенная кинетическая схема.

Цель работы - разработать основы перспективной технологии для ряда важных применений в областях, где требуются мобильные источники энергии, в частности те, которые работают на водороде, и технологии, которые обеспечили бы производство водорода в обычных условиях.

2 Численное моделирование

В данном разделе будет проведен численный расчет упрощенной модели ПВР.

Реализованный подход предполагает учёт следующих факторов: геометрии экспериментальной установки, турбулентной динамики потока, тепловыделения вследствие протекания химических реакций и энерговыделения в газовом разряде без учета аргона, и химической кинетики алюмо-водяной смеси. Геометрия рабочей секции установки показана на рисунке 1. Расчет проводился без учета наличия держателей.

Через завихритель могут независимо осуществляться как осевая, так и тангенциальная подача газа. Длина трубки, считая от выхода из завихрителя, из которого подаётся газ 50 см, радиус 2.5 см.

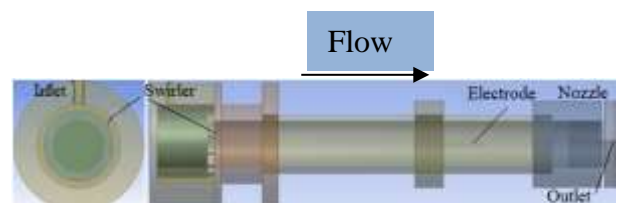


Рисунок 1. Схема расчетной модели.

Анод представляет собой цилиндр длиной 10.5 см и радиусом 0.25 см, у которого ближайший к завихрителю торец расположен на расстоянии 34 см. Источник тепла, моделирующий нагрев в разряде, расположен между анодом и катодом и представляет собой эллипсоид с полуосями 0.5 см, 0.5 см и 2 см, вытянутый вдоль оси симметрии системы. Подвод алюминия осуществлялся через осевую трубку радиусом 0.5 см, выход которой находится на расстоянии 31 см от выхода завихрителя, непосредственно впрыскивающую алюмо-водяную смесь в поток. Отвод газа из системы осуществляется через сходящееся до радиуса 0.6 см сопло, которое переходит в трубку длиной 4.5 см.

Мы проанализировали несколько случаев расположения и формы электродов: два толстых сплошных цилиндрических электрода, толстый сплошной анод и тонкий сплошной катод, толстый сплошной анод и трубчатый катод и тонкий сплошной анод и трубчатый катод. Численное моделирование показало, что существует комбинация

формы и расположения электродов, при которой практически отсутствует противоток и энергия передается вниз по потоку. Это может быть достигнуто с помощью комбинации тонкого анода и трубчатого катода, расположенного на выходе из разрядной трубки, что подтверждено экспериментально.

Газовая динамика многокомпонентного реагирующего потока описывалась при помощи модели смешения с применением RANS – подхода (уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу)

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} &= \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right) \right] \quad (1) \\ P &= \frac{\rho T}{M} \quad E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \end{aligned}$$

По индексам i, j, k в уравнениях (1) и уравнении для энергии идет суммирование, $i, j, k = 1, 2, 3$.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial[v_i(\rho E + P)]}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\kappa_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + \\ + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[v_i \mu_{eff} \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{2\delta_{ij}}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right) \right] &+ \nabla \left(\sum_{i=1}^n h_i \bar{j}_i \right) + N \end{aligned}$$

Для молярной концентрации i -й компоненты значение массовой доли каждой компоненты Y_i определялось на основе решения системы

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{v} Y_i) = -\nabla \bar{j}_i + R_i \quad (2)$$

где E, P и T – объемная плотность энергии, давление и температура газа; N – объемная плотность мощности источника нагрева, c_p – теплоемкость при постоянном давлении, μ, μ_{eff} – коэффициенты турбулентной и эффективной вязкости, κ_{eff} – коэффициент эффективной теплопроводности, M – молярная масса смеси, R_i – слагаемое, ответственное за

генерацию i – й компоненты в ходе химических реакций, \bar{j}_i – диффузионный поток. В уравнение для энергии включено слагаемое, описывающее диффузионный перенос энтальпии h_i .

Оценки и молекулярно-динамические расчёты [7, 8] показывают, что для некрупных частиц алюминия разрушение поверхностного слоя и испарение происходят очень быстро, что в свою очередь позволяет рассматривать алюминий как полностью находящийся в жидкой или газовой фазе. Вся информация о стимулированной реакции окисления алюминия изложена в работах [5, 15, 16].

В данном расчете в качестве рабочей смеси рассматривалась смесь водяного пара с алюминием. Набор использованных для расчета реакций выбран в соответствии с результатами работ [9-17]. Соответствующие константы скоростей реакций, представленные в виде

$$k(T) = A \left(\frac{T}{298} \right)^n e^{-\frac{E_a}{RT}},$$

где A – предэкспоненциальный множитель, E_a – энергия активации, R – универсальная газовая постоянная, T – температура в градусах Кельвина, приведены в таблице 1.

Схема соответствует конечному этапу формирования разряда в водяных парах, когда наработка металлических частиц велика и основным источником нагрева плазмы являются экзотермические реакции, идущие между металлическими частицами и водородом, температура нейтральной компоненты достигает 4000 К, так что в разряде имеет место практически полная термическая диссоциация водяного пара, рис. 2. Это дает возможность не рассматривать плазмохимическую кинетику, что сильно упрощает расчет. Численное моделирование нестационарного трехмерного турбулентного закрученного потока было выполнено с использованием пакета программ ANSYS FLUENT 15.0, который решает основные уравнения с использованием метода конечных объемов. Для пространственной дискретизации плотности, импульса, энергии и

турбулентных величин используется схема второго порядка. Применение схем высшего порядка не изменило скоростей и профилей концентрации.

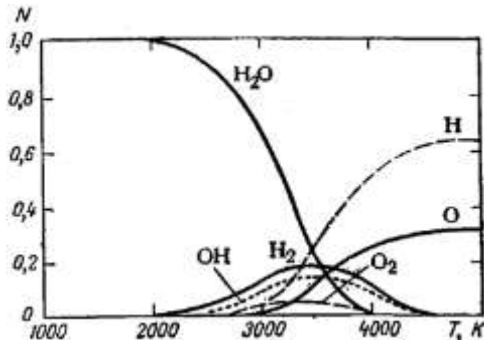


Рисунок 2. Относительное содержание продуктов термической диссоциации водяного пара по данным [9].

Диффузионные члены рассчитывались с использованием центральной разностной схемы второго порядка точности. Значения давления на гранях интерполируются, используя схему PRESTO! из-за вихревого характера потока.

Вид коэффициентов μ_{eff} и K_{eff} определяется используемой моделью турбулентности.

Таблица 1. Газофазные реакции и константы скоростей

| № | Реакция | $A, \text{см}^3 \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{моль}^{-1}$ | n | $E_a, \text{кДж}$ |
|----|---|---|--------|-------------------|
| 1 | $\text{Al} + \text{O} + \text{O}_2 = \text{AlO} + \text{O}_2$ | 3.30E+17 | -1 | 0 |
| 2 | $\text{Al} + \text{O} + \text{H}_2\text{O} = \text{AlO} + \text{H}_2\text{O}$ | 8.40E+17 | -1 | 0 |
| 3 | $\text{Al} + \text{O} + \text{H}_2 = \text{AlO} + \text{H}_2$ | 3.30E+17 | -1 | 0 |
| 4 | $\text{Al} + \text{O}_2 = \text{AlO} + \text{O}$ | 2.31E+13 | 0.17 | 0 |
| 5 | $\text{AlO} + \text{O}_2 = \text{AlO}_2 + \text{O}$ | 4.62E+14 | 0 | 83166480 |
| 6 | $\text{O}_2 + \text{M} = \text{O} + \text{O} + \text{M}$ | 1.20E+14 | 0 | 4.51E+08 |
| 7 | $\text{O}_2 + \text{O}_2 = \text{O} + \text{O} + \text{O}_2$ | 9.80E+24 | -2.5 | 4.93E+08 |
| 8 | $\text{O}_2 + \text{H}_2\text{O} = \text{O} + \text{O} + \text{H}_2\text{O}$ | 1.20E+19 | -1 | 4.93E+08 |
| 9 | $\text{Al} + \text{H}_2\text{O} = \text{AlOH} + \text{H}$ | 3.24E+08 | 1.5637 | 9106929 |
| 10 | $\text{Al} + \text{H}_2\text{O} = \text{AlO} + \text{H}_2$ | 6.29E+10 | 0.8406 | 9670347 |
| 11 | $\text{H} + \text{O} + \text{M} =$ | 6.20E+16 | -0.6 | 0 |

| | | | | |
|----|---|----------|-------|----------|
| | $\text{OH} + \text{M}$ | | | |
| 12 | $\text{H} + \text{O} + \text{M} = \text{OH} + \text{M}$ | 4.71E+18 | -1 | 0 |
| 13 | $\text{H} + \text{O}_2 = \text{OH} + \text{O}$ | 1.59E+17 | 0.927 | 70568520 |
| 14 | $\text{H}_2 + \text{O} = \text{OH} + \text{H}$ | 3.87E+04 | 2.7 | 26188965 |
| 15 | $\text{H}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{H}$ | 2.16E+08 | 1.51 | 14393751 |
| 16 | $\text{OH} + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{O}$ | 2.10E+08 | 1.4 | -1659507 |
| 17 | $\text{H} + \text{OH} = \text{H}_2\text{O}$ | 1.05E+14 | 0.23 | 648180 |
| 18 | $\text{H} + \text{OH} + \text{H}_2\text{O} = \text{H}_2\text{O} + \text{H}_2\text{O}$ | 1.40E+23 | -2 | 0 |
| 19 | $\text{H} + \text{OH} + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{OH}$ | 8.34E+15 | 0 | 0 |
| 20 | $\text{H} + \text{OH} + \text{H}_2 = \text{H}_2\text{O} + \text{H}_2$ | 2.00E+20 | -1 | 0 |
| 21 | $\text{H}_2\text{O} = \text{H} + \text{OH}$ | 3.95E+14 | 0 | 4.46E+08 |
| 22 | $\text{H}_2\text{O} + \text{H}_2\text{O} = \text{H} + \text{OH} + \text{H}_2\text{O}$ | 1.60E+17 | 0 | 4.78E+08 |
| 23 | $\text{H}_2\text{O} + \text{O}_2 = \text{H} + \text{OH} + \text{O}_2$ | 3.50E+15 | 0 | 4.4E+08 |
| 24 | $\text{H} + \text{O}_2 + \text{M} = \text{HO}_2 + \text{M}$ | 7.00E+17 | -0.8 | 0 |
| 25 | $\text{H} + \text{O}_2 + \text{O}_2 = \text{HO}_2 + \text{O}_2$ | 2.70E+18 | -1 | 0 |
| 26 | $\text{H} + \text{O}_2 + \text{H}_2 = \text{HO}_2 + \text{H}_2$ | 2.09E+18 | -0.8 | 0 |
| 27 | $\text{H} + \text{O}_2 + \text{H}_2\text{O} = \text{HO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ | 1.56E+18 | -0.8 | 0 |
| 28 | $\text{HO}_2 + \text{H} = 2\text{OH}$ | 1.50E+14 | 0 | 4198212 |
| 29 | $\text{HO}_2 + \text{H} = \text{H}_2 + \text{O}_2$ | 2.50E+13 | 0 | 2898528 |
| 30 | $\text{HO}_2 + \text{H} = \text{H}_2\text{O} + \text{O}$ | 5.00E+12 | 0 | 5896776 |
| 31 | $\text{HO}_2 + \text{O} = \text{O}_2 + \text{OH}$ | 2.00E+13 | 0 | 0 |
| 32 | $\text{HO}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2$ | 6.02E+13 | 0 | 0 |
| 33 | $2\text{HO}_2 = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2$ | 4.20E+14 | 0 | 50109300 |
| 34 | $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H}_2\text{O} = 2\text{OH} + \text{H}_2\text{O}$ | 1.85E+18 | 0 | 1.9E+08 |
| 35 | $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H}_2 = 2\text{OH} + \text{H}_2$ | 2.90E+17 | 0 | 1.9E+08 |
| 36 | $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2 = 2\text{OH} + \text{O}_2$ | 1.20E+17 | 0 | 1.9E+08 |
| 37 | $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H} = \text{HO}_2 + \text{H}_2$ | 1.70E+12 | 0 | 15693435 |
| 38 | $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H} =$ | 1.00E+13 | 0 | 14992902 |

| | | | | |
|----|------------------------------|----------|------|----------|
| | $H_2O + OH$ | | | |
| 39 | $H_2O_2 + O = HO_2 + OH$ | 2.80E+13 | 0 | 26788116 |
| 40 | $H_2O_2 + OH = H_2O + HO_2$ | 7.00E+12 | 0 | 5997327 |
| 41 | $Al_2O_3 = Al_2O_2 + O$ | 3.00E+15 | 0 | 4.08E+08 |
| 42 | $Al_2O_3 = AlO_2 + AlO$ | 3.00E+15 | 0 | 5.31E+08 |
| 43 | $Al_2O_2 = 2AlO$ | 1.00E+15 | 0 | 4.93E+08 |
| 44 | $Al_2O_2 = Al + AlO_2$ | 1.00E+15 | 0 | 6.23E+08 |
| 45 | $Al_2O_2 = Al_2O + O$ | 1.00E+15 | 0 | 4.36E+08 |
| 46 | $Al_2O = AlO + Al$ | 1.00E+15 | 0 | 5.57E+08 |
| 47 | $AlO_2 = AlO + O$ | 1.00E+15 | 0 | 3.7E+08 |
| 48 | $AlOH = AlO + H$ | 1.00E+15 | 0 | 4.8E+08 |
| 49 | $AlOH = Al + OH$ | 1.00E+15 | 0 | 5.52E+08 |
| 50 | $Al + HO_2 = AlO + OH$ | 1.33E+13 | 0.17 | 0 |
| 51 | $Al + HO_2 = AlH + O_2$ | 1.33E+13 | 0.17 | 0 |
| 52 | $AlO + H + M = AlOH + M$ | 1.99E+15 | 0.5 | 0 |
| 53 | $Al + OH + M = AlOH + M$ | 2.16E+15 | 0.5 | 0 |
| 54 | $AlOH + H = AlO + H_2$ | 2.66E+08 | 0.82 | 65183640 |
| 55 | $Al + H + M = AlH + M$ | 9.43E+14 | 0.5 | 0 |
| 56 | $AlH_2 = AlH + H$ | 1.46E+15 | 0 | 1.94E+08 |
| 57 | $AlH_3 = AlH + H_2$ | 1.48E+13 | 0 | 2.56E+08 |
| 58 | $AlH + H = Al + H_2$ | 7.15E+13 | 0.17 | 0 |
| 59 | $AlH_2 + H = AlH + H_2$ | 2.00E+13 | 0 | 0 |
| 60 | $AlH_3 + H = AlH_2 + H_2$ | 4.75E+09 | 1.5 | 0 |
| 61 | $AlOH + O = AlO + OH$ | 7.53E+12 | 0.5 | 36979500 |
| 62 | $AlO + OH + M = AlO_2H + M$ | 2.62E+15 | 0.5 | 0 |
| 63 | $AlO + AlH = AlOH + Al$ | 2.54E+13 | 0.17 | 0 |
| 64 | $AlO_2 + H + M = AlO_2H + M$ | 2.19E+15 | 0.5 | 0 |
| 65 | $AlOH + O + M = AlO_2H + M$ | 2.94E+15 | 0.5 | 0 |

| | | | | |
|----|------------------------------|----------|-------|----------|
| 66 | $AlO + HO_2 = AlOH + O_2$ | 2.19E+14 | -0.08 | -290850 |
| 67 | $AlOH + HO_2 = AlO_2H + OH$ | 3.76E+13 | 0.14 | 0 |
| 68 | $AlO_2 + H_2O = AlO_2H + OH$ | 2.63E+02 | 3.26 | 28503300 |
| 69 | $AlO_2 + H_2 = AlO_2H + H$ | 4.62E+10 | 1.39 | 24431400 |
| 70 | $AlO_2 + OH = AlO_2H + O$ | 2.57E+13 | 0.17 | 0 |
| 71 | $AlO_2H + O = AlOH + O_2$ | 2.14E+13 | 0.17 | 0 |
| 72 | $H + H + M = H_2 + M$ | 6.40E+17 | -1 | 0 |
| 73 | $H + H + H_2 = H_2 + H$ | 9.72E+16 | -0.6 | 0 |
| 74 | $H + H + H_2O = H_2 + H_2O$ | 1.00E+19 | -1 | 0 |
| 75 | $H + H + H = H_2 + H$ | 3.20E+15 | 0 | 0 |
| 76 | $H_2 + M = H + H + M$ | 5.88E+18 | -1.1 | 4.36E+08 |
| 77 | $H_2 + H_2 = H + H + H_2$ | 3.46E+14 | 0 | 4.02E+08 |
| 78 | $H_2 + O_2 = H + H + O_2$ | 3.46E+14 | 0 | 4.02E+08 |
| 79 | $H_2 + H_2O = H + H + H_2O$ | 8.48E+19 | -1.1 | 52530 |
| 80 | $H_2O + O = OH + OH$ | 5.75E+13 | 0 | 75222120 |
| 81 | $H + H_2O = H_2 + OH$ | 1.87E+14 | 0 | 86698230 |
| 82 | $H_2 + OH = H + H_2O$ | 2.53E+18 | 0.48 | 14127000 |
| 83 | $O + OH = H + O_2$ | 8.91E+12 | 0 | -2085810 |
| 84 | $H + O_2 = O + OH$ | 8.65E+14 | -0.24 | 68142000 |
| 85 | $O + H_2 = OH + H$ | 5.10E+04 | 2.67 | 26259600 |
| 86 | $OH + H = O + H_2$ | 4.88E+03 | 2.8 | 16204500 |
| 87 | $HO_2 + O_2 = H + O_2 + O_2$ | 2.80E+15 | 0 | 1.91E+08 |
| 88 | $H_2O + O_2 = HO_2 + OH$ | 5.60E+13 | 0.17 | 3.04E+08 |
| 89 | $2OH = HO_2 + H$ | 1.20E+13 | 0 | 1.68E+08 |
| 90 | $H_2 + O_2 = H + HO_2$ | 1.94E+14 | 0 | 2.47E+08 |
| 91 | $O_2 + OH = O + HO_2$ | 2.23E+13 | 0 | 2.2E+08 |
| 92 | $H_2 + HO_2 = H_2O_2 + H$ | 3.01E+13 | 0 | 1.09E+08 |
| 93 | $OH + H_2O = H + H_2O_2$ | 2.40E+14 | 0 | 3.37E+08 |

| | | | | |
|----|--|----------|---|----------|
| 94 | $\text{H}_2\text{O} + \text{HO}_2 =$ $\text{OH} + \text{H}_2\text{O}_2$ | 2.80E+13 | 0 | 1.37E+08 |
|----|--|----------|---|----------|

Здесь для замыкания системы (1), (2) применялась модель турбулентности Спаларта–Аллмараса [18] в модификации, позволяющей учитывать кривизну линий тока. Выбор этой модели обосновывается рядом численных экспериментов продемонстрировавших хорошее согласие с экспериментальными данными [19,20]. Изменения давления в реакторе не превышают нескольких процентов и зависимостью скоростей реакций от давления можно пренебречь. На входе завихрителя задавался массовый расход газа в 2 г/с и его температура $T = 300$ К. Массовый расход через осевой подвод устанавливался равным 1 г/с, а массовая доля алюминия – 0.01. Давление газа на выходе из трубы приравнялось атмосферному. На боковых стенках и поверхностях электродов ставились условия прилипания.

Учитывая незначительное содержание частиц алюминия и их ультра- и нанодисперсный размер, дополнительно принималось допущение о равенстве скоростей и температур газовой и конденсированной фаз, а также не учитывалось влияние фазовых переходов в уравнении неразрывности.

Расчетная сетка состояла из $4 \cdot 10^6$ (от $3.6 \cdot 10^6$ до $4.25 \cdot 10^6$) ячеек, около стенок была структурированной и сгущалась для минимизации влияния численной диффузии и устойчивого расчета структуры течений с большими градиентами. Дальнейшее ее измельчение не приводило к изменению результатов более чем на 1–2%. Сетка состоит из гексаэдрических ячеек. Максимальная скошенность ячеек равна 0.9, минимальная ортогональность 0.11. Средние значения ортогональности и скошенности равны 0.59 и 0.21 соответственно. Такие показатели являются достаточными для проведения расчета рабочих режимов в реакторе. У сетки нет инфляции по границам, т.к. ячейки достаточно мелкие и для начального этапа

расчета инфляция не нужна.

Для связи поля скоростей с полем давления при расчете несжимаемых течений широко используется процедура SIMPLE. Согласно этому методу, сначала задается некоторое приближенное поле давления, используя которое определяется приближенное поле скоростей. Затем решается так называемое уравнение для поправки давления, которое выводится из уравнения неразрывности и уравнений движения. С учетом этой поправки давления определяется поправка к полю скоростей. После этого решается уравнение переноса для других величин (температура, турбулентность и др.). Эта процедура итеративно повторяется до тех пор, пока не будет достигнуто условие сходимости решения. Основным критерием сходимости является достижение выполнения уравнения неразрывности с заданной точностью, также проверяются невязки поля скоростей и остальных величин, для которых решаются уравнения (1), (2). Сходимость расчета контролировалась с использованием мониторинга невязок и выполнением условия сохранения массового расхода газа. Обработка результатов и визуализация решений проводилась в пакете Ansys CFD-post.

Результаты расчетов полей температуры и молярной концентрации некоторых компонент смеси показаны на рисунках 3-7.

Все рисунки соответствуют мощности, вкладываемой в разряд, равной 1000 Вт.

На рисунке 8 показано, что при создании оптимальной конфигурации установки практически удалось исключить появление зон противотока, наличие которых отрицательно сказывается на эффективности установки, так как приводит к заметному нагреву элементов конструкции. Газовая смесь в центре прогревается до высоких температур порядка 4000 К, рисунке 3), что совпадает с экспериментальными данными [5].

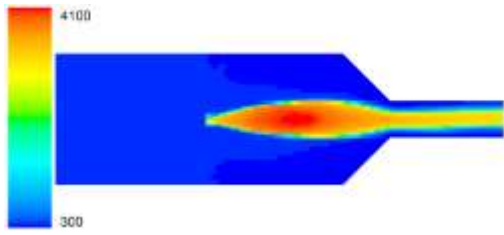


Рисунок 3. Распределение температуры потока, К

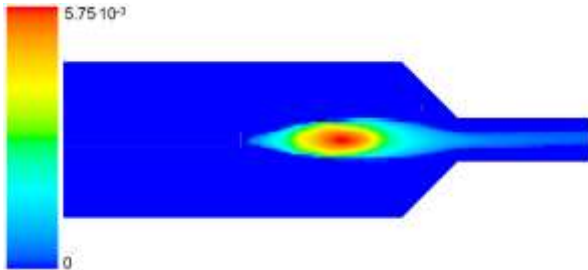


Рисунок 4. Распределение молярной концентрации атомарного водорода в потоке, кмоль/м³

На выходе концентрация водорода в соответствии с расчетами равнялась 10.14 мг/с. На эксперименте наблюдалась выходная концентрация водорода, равная 15,84 мг/с. Таким образом, мы имеем достаточно удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных.

Также видно, что горение разряда продолжается и в выводящей трубке, что тоже совпадает с экспериментальными данными. Концентрации реагирующих компонент смеси (рисунках 4-6), кроме водяного пара (рисунке 5) объяснимо имеют максимальные значения в разрядной области.

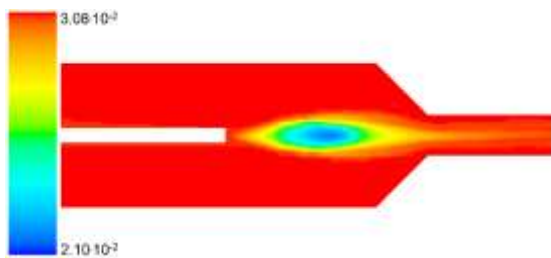


Рисунок 5. Распределение молярной концентрации водяного пара в потоке, кмоль/м³.

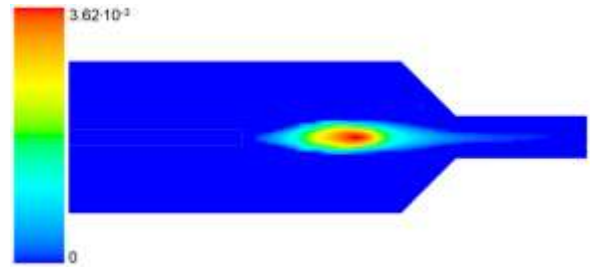


Рисунок 6. Распределение молярной концентрации атомарного кислорода в потоке, кмоль/м³

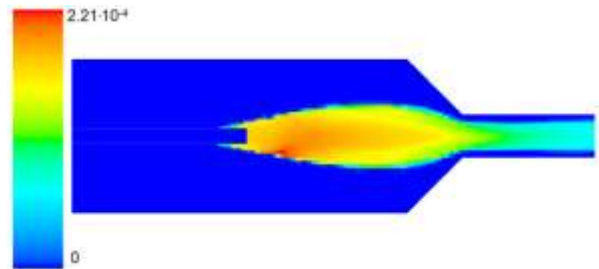


Рисунок 7. Распределение молярной концентрации алюминия в потоке, кмоль/м³

Суммарная через выходное отверстие мощность составила 2155 Вт при подаваемых 1000 Вт. Таким образом, коэффициент преобразования энергии COP в рамках данного расчета равен $COP \approx 2.16$, что качественно совпадает с экспериментальными результатами.

3 Заключение

В работе приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований гетерогенного разряда в смеси водяных паров и микрочастиц алюминия в закрученном потоке при атмосферном давлении. Создан диагностический комплекс, позволяющий измерять параметры плазмы и потока. Найдены электронная и газовая температуры, концентрация электронов в плазме установки, определена величина избытка тепловой мощности COP.

Теоретически найдена комбинация формы и расположения электродов, при которой практически отсутствует противоток и энергия передается вниз по потоку. Создана математическая модель кинетики плазмохимических реакций для расчета рабочих режимов в реакторе при использовании разряда на водяных парах с

частицами алюминия. Проведено численное моделирование вихревого потока чистого водяного пара с частицами алюминия в присутствии источника нагрева. Отметим, что вместо алюминия возможно использование и порошков других металлов, например никеля. Получены пространственно-временные распределения параметров потока, таких как скорость, температура и давление, а также распределения концентраций компонентов разрядной смеси.

Работа поддержана Минобрнауки РФ в рамках Государственного задания вузам и научным организациям в сфере научной деятельности, проект № FSSS-2020-0014.

Список использованных источников

- [1] Palo D.R., Dagle R.A., Holladay J.D. Methanol steam reforming for hydrogen production // *Chem. Rev.* 2007. V. 107. N 10. P. 3992.
- [2] Астановский Д.Л., Астановский Л.З., Кустов П.В. Энергосберегающее, экологически чистое получение водорода из углеводородного сырья // *Нефтегазохимия*. 2016. № 3. С. 10.
- [3] Шейндлин А.Е. Алюмоводородная энергетика // *Вестник РАН*. 2010. Т.80. № 3. С. 218.
- [4] Bityurin V. Assessment of Characteristics of MHD Generators on Aluminum Oxidation Products // *AIAA Paper* 2011-1074.
- [5] Klimov A., Bityurin V., Grigorenko A. et.al. Plasma Assisted Combustion of Heterogeneous Fuel in High-Speed Airflow // *AIAA Paper*. 2009-1411.
- [6] Klimov A., Kazanskii P., Belov N., Tolkunov B., Zavershinskii I., Molevich N. Thermal Energy Release and Hydrogen Production in Swirl Heterogeneous Plasma-Chemical Reactor // *Journal of Physics: Conf. Series*. 2018. V.1112. 012024.
- [7] Starik A.M., Kuleshov P.S., Sharipov A.S., Titova N.S., Tsai C.-J. Numerical analysis of nanoaluminum combustion in steam // *Combustion and Flame*. 2014. V. 161. №6. P. 1659-1667.
- [8] Campbell T.J., Aral G., Ogata S., Kalia R.K., Nakano A., Vashishta P. Oxidation of aluminum nanoclusters // *Phys. Rev.* 2005. V. B.71. № 20. 205413.
- [9] Kireev V.A. Practical calculation methods in the thermodynamics of chemical reactions. [2nd ed. rev. and additional] М.: Nauka, 1975. 536 p.
- [10] Ibragimova L.B. Recommended rate constants of chemical reactions in an H₂-O₂ gas mixture with electronically excited species O₂(1Δ), O(1D), OH(2Σ) involved. М.: Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University, 2003. 31 p.
- [11] Starik A.M., Savelyev A.M., Titova N.S. Features of ignition and combustion of composite fuels containing

- aluminum nanoparticles (review) // *Combustion, Explosion, and Shock Waves*. 2015. Vol. 51.No. 2.P. 64.
- [12] Washburn E.B., Trivedi J.N., Catoire L., Beckstead M.W. The simulation of the combustion of micrometer-sized aluminum particles with steam // *Combust. Sci. and Tech.* 2008. V. 180. P. 1502.
- [13] Коршунов О.В., Чиннов В.Ф., Кавыршин Д.И. Кинетическая модель окисления Al в гетерогенной алюмо-водяной плазме. Отрицательные ионы // *ТВТ*. 2017. Т. 55, № 2. С. 189–196.
- [14] Бычков В.Л., Юровский В.А. Моделирование пучковой плазмы паров воды // *ТВТ*. 1993. Т.31. №. 1. С. 8.
- [15] Битюрин В.А., Григоренко А.В., Ефимов А.В., Климов А.И., Коршунов О.В., Кутузов Д.С., Чиннов В.Ф. Спектральный и кинетический анализ газоразрядной гетерогенной плазмы в потоке смеси Al, H₂O, Ar // *ТВТ*. 2014. Т. 52. № 1. С. 3.
- [16] Битюрин В.А., Климов А.И., Коршунов О.В., Чиннов В.Ф. Кинетическая модель окисления Al парами воды в гетерогенной плазме. Газофазная кинетика // *ТВТ*. 2014. Т. 52. № 5. С. 657.
- [17] Битюрин В.А., Климов А.И., Коршунов О.В., Чиннов В.Ф. Кинетическая модель окисления Al парами воды в гетерогенной плазме. Гетерофазная кинетика // *ТВТ*. 2015. Т. 53. №1. С. 23.
- [18] Spalart P.R. Strategies for Turbulence Modelling and Simulations // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2000. V. 21. P. 252.
- [19] Gorbunova A., Klimov A., Molevich N., Moralev I., Porfiriev D., Sugak S., Zavershinskii I. Precessing vortex core in a swirling wake with heat release // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2016. V. 59. P. 100.
- [20] Завершинский И.П. Климов А.И., Молевич Н.Е., Сугак С.С. Акустически индуцированное формирование спиральных структур в закрученном потоке аргона в присутствии импульсно-периодического ВЧЕ-разряда // *ТВТ*. 2018. Т. 56. № 3. С. 472.

NUMERICAL SIMULATION OF THE SWIRLED FLOW OF WATER STEAM PLASMA WITH ALUMINUM MICROPARTICLES

**I. P. Zavershinskii,
D. P. Porfirev**

Samara University,
Moskovskoe shosse 34,
Samara, 443086

Samara Branch of Physical Institute,
Novo-Sadovaya str., 221,
Samara, 443011

ipzav63@mail.ru

A study of the discharge plasma with a vortex flow of an argon + water vapor mixture with aluminum particles in a tube of a plasma vortex reactor (PVR) was carried out. The parameters of the discharge, plasma, and working flow in the PVR have been measured. Spectral methods were used to estimate the electron temperature, rotational and vibrational temperatures of excited molecular complexes, the temperature of metal clusters, and the electron density of plasma. A kinetic scheme is proposed for calculating the operating modes in a reactor using a water vapor discharge with aluminum particles. Numerical simulation of a vortex flow of pure water vapor with aluminum particles in the presence of a heating source is carried out.

Keywords Swirling flow, aluminum, kinetic scheme, discharge parameters

References

- [1] Palo D.R., Dagle R.A., Holladay J.D. Methanol steam reforming for hydrogen production // Chem. Rev. 2007. V. 107. N 10. P. 3992.
- [2] Astanovskii D.L., Astanovskii L.Z., Kustov P.V. Energy-saving, environmentally friendly production of hydrogen from hydrocarbon raw materials // Neftegazokhimiya. 2016. № 3. P. 10.
- [3] Sheindlin A.E. Aluminum-hydrogen energy // Herald of the RAS. 2010. V.80. № 3. P. 218.
- [4] Bityurin V. Assessment of Characteristics of MHD Generators on Aluminum Oxidation Products // AIAA Paper 2011-1074.
- [5] Klimov A., Bityurin V., Grigorenko A. et.al. Plasma Assisted Combustion of Heterogeneous Fuel in High-Speed Airflow // AIAA Paper. 2009-1411.
- [6] Klimov A., Kazanskii P., Belov N., Tolkunov B., Zavershinskii I., Molevich N. Thermal Energy Release and Hydrogen Production in Swirl Heterogeneous Plasma-Chemical Reactor // Journal of Physics: Conf. Series. 2018. V.1112. 012024.
- [7] Starik A.M., Kuleshov P.S., Sharipov A.S., Titova N.S., Tsai C.-J. Numerical analysis of nanoaluminum combustion in steam // Combustion and Flame. 2014. V. 161. №6. P. 1659-1667.
- [8] Campbell T.J., Aral G., Ogata S., Kalia R.K., Nakano A., Vashishta P. Oxidation of aluminum nanoclusters // Phys. Rev. 2005. V. B.71. № 20. 205413.
- [9] Kireev V.A. Practical calculation methods in the thermodynamics of chemical reactions. [2nd ed. rev. and additional] M.: Nauka, 1975. 536 p.
- [10] Ibraguimova L.B. Recommended rate constants of chemical reactions in an H₂-O₂ gas mixture with electronically excited species O₂(1Δ), O(1D), OH(2Σ) involved. M.: Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University, 2003. 31 p.
- [11] Starik A.M., Savelyev A.M., Titova N.S. Features of ignition and combustion of composite fuels containing aluminum nanoparticles (review) // Combustion, Explosion, and Shock Waves. 2015. Vol. 51.No. 2.P. 64.
- [12] Washburn E.B., Trivedi J.N., Catoire L., Beckstead M.W. The simulation of the combustion of micrometer-sized aluminum particles with steam // Combust. Sci. and Tech. 2008. V. 180. P. 1502.
- [13] Korshunov O.V., Chinnov V.F., Kavyrshin D.I. Kinetic model of Al oxidation in heterogeneous aluminum-water plasma. Negative ions // High Temperatures. 2017.Vol. 55, No. 2, pp. 189–196.
- [14] Bychkov V.L., Yurovsky V.A. Simulation of a beam plasma of water vapor // High Temperatures. 1993. T. 31. No. 1, p. 8.
- [15] Bityurin V.A., Grigorenko A.V., Efimov A.V., Klimov A.I., Korshunov O.V., Kutuzov D.S., Chinnov V.F. Spectral and kinetic analysis of a gas-discharge heterogeneous plasma in a flow of a mixture of Al, H₂O, Ar // High Temperatures. 2014.Vol. 52.No. 1.P. 3.
- [16] Bityurin V.A., Klimov A.I., Korshunov O.V., Chinnov V.F. Kinetic model of Al oxidation by water vapor in a heterogeneous plasma. Gas-phase kinetics // High Temperatures. 2014.Vol. 52.No. 5.P. 657.
- [17] Bityurin V.A., Klimov A.I., Korshunov O.V., Chinnov V.F. Kinetic model of Al oxidation by water vapor in a heterogeneous plasma. Heterophase kinetics // High Temperatures. 2015. T. 53. No. 1. P. 23.

- [18] Spalart P.R. Strategies for Turbulence Modelling and Simulations // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2000. V. 21. P. 252.
- [19] Gorbunova A., Klimov A., Molevich N., Moralev I., Porfiriev D., Sugak S., Zavershinskii I. Precessing vortex core in a swirling wake with heat release // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2016. V. 59. P. 100.
- [20] Zavershinsky I.P. Klimov A.I., Molevich N.E., Sugak S.S. Acoustically induced formation of spiral structures in a swirling argon flow in the presence of a repetitively pulsed RFC discharge // High Temperatures. 2018.Vol. 56.No. 3. P. 472.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ МАКРОСКОПИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ СРЕДСТВАМИ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛИЗА АУДИОСИГНАЛОВ

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

Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева,
Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086

golovnin@ssau.ru

В работе предлагается подход к исследованию характеристик транспортных потоков средствами вейвлет-анализа аудиосигналов, позволяющий строить фундаментальные макроскопические модели транспортных потоков с возможностью разделения по типам транспортных средств.

Ключевые слова: Транспортный поток, вейвлет-анализ, аудиосигнал, макроскопическая модель.

1 Введение

В силу нестабильности транспортного потока (ТП), вариативности его характеристик и состава, получение объективной информации, на основе которой функционируют технические системы управления движением, является сложным и ресурсоемким процессом [1]. Традиционно, исследователи ведут поиски по определению общих закономерностей движения ТП, опираясь на информацию, полученную от детекторов транспорта [2, 3] или видеокамер [4, 5], однако распространение получают и методы, основанные на анализе аудиосигналов, поскольку аудиосигнал обладает преимуществами в скорости передачи и обработки по сравнению с видеосигналом [6, 7]. В настоящей работе развивается подход к исследованию аудиосигналов с целью детектирования проезжающих транспортных средств (ТС), предложенный в [8], в части оценки состава и фундаментальных макроскопических характеристик ТП средствами вейвлет-анализа, показавшего свою эффективность при выявлении скрытых закономерностей в ТП [9].

2 Описание подхода

В макроскопических моделях состав ТП рассматривается как однородный, при этом параметры ТП связаны между собой фундаментальным уравнением, отражающим зависимость средней интенсивности I , плотности k и скорости v ТП: $I(t) = f(k(t), v(t))$.

Фундаментальная диаграмма ТП приведена на рисунке 1; на ней отмечены критические точки 1 и 2.

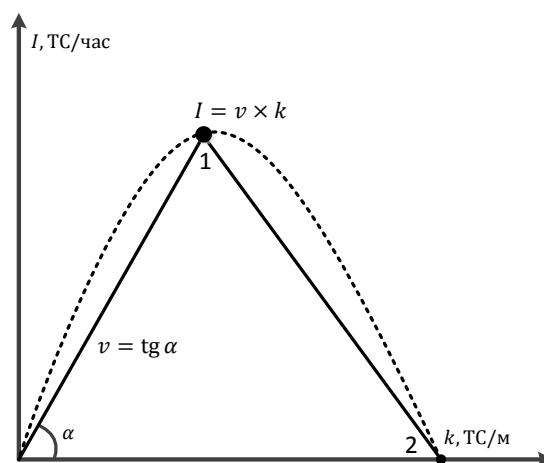


Рисунок 1. Фундаментальная диаграмма ТП

Критическая точка 1 соответствует максимальному значению интенсивности ТП на участке, а точка 2 – максимальному значению плотности ТП на участке. Обе точки

зависят от геометрических характеристик участка и схемы организации дорожного движения.

В рамках настоящего исследования определим состав ТП типом ТС, входящих в него, при этом обеспечим проведение вейвлет-анализа фундаментального уравнения для каждого из выделяемых компонентов ТП с последующим объединением результатов (рисунок 2). Ожидается, что такой подход позволит учесть сезонность ТП (зависимость от времени года, дня недели и времени суток) в отношении различных типов ТС.

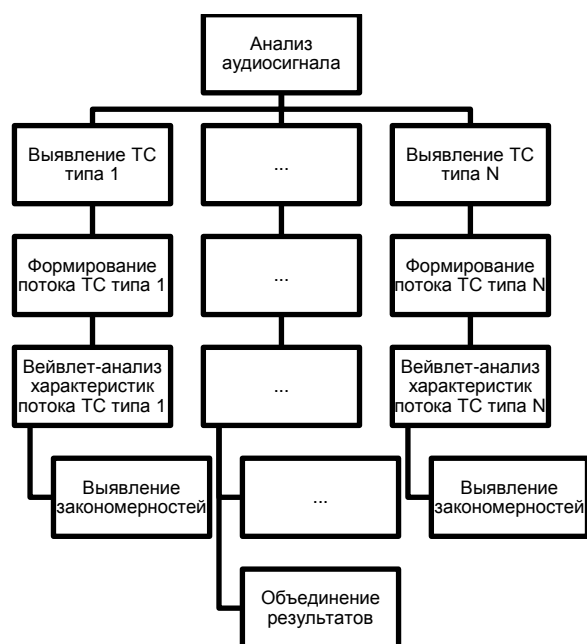


Рисунок 2. Схема предлагаемого подхода

На этапе анализа аудиосигнала происходит его преобразование в набор фреймов с перекрытием, извлекаются и нормализуются необходимые признаки, комбинируемые в один вектор, на основе которого происходит классификация ТС средствами свёрточной нейронной сети по типам ТС (от 1 до N).

На втором этапе осуществляется формирование ТП, содержащего ТС определенного типа. При формировании ТП сохраняется время детектирования ТС в аудиосигнале и учитывается коэффициент уверенности отнесения ТС к определенному типу ТС.

Далее проводится вейвлет-анализ ТП, формируемого из ТС одного типа, и выполняется построение скейлограммы. На основе

анализа скейлограммы делается вывод о наличии или отсутствии общих закономерностей, идентифицируются параметры фундаментального уравнения ТП.

Завершается процесс этапом объединения результатов, при котором формируется набор макроскопических моделей ТП, предназначенных для дальнейшего использования в технических системах управления дорожным движением, при этом сохраняется возможность реализовывать различные управляющие воздействия для различных типов ТС.

3 Результаты

Проведем исследование предлагаемого подхода на наборе данных MAVD [10]. Аудиозаписи выполнены в Монтевидео, столице Уругвая, и содержат данные, соответствующие разным уровням средней интенсивности движения на участках улиц и автодорог. Аудиосигнал записан рекордером Sony PCM-D50 с частотой дискретизации 48 кГц и разрешением 24 бита.

Детектирование ТС на аудиосигнале осуществляется с помощью интеллектуальных программных средств, описанных в [8], а проведение вейвлет-преобразования обеспечивается комплексом, представленным в [9]. В процессе исследования использована рабочая станция со следующими характеристиками: процессор Intel Core i9-10900, оперативная память 32 Гб DDR4-2933, видеокарта Nvidia GeForce RTX 2070 Super, накопитель 1 Тб SSD, операционная система Windows 10.

Использовался следующий состав ТП:

- легковое ТС (car);
- грузовое ТС (truck);
- автобус (bus);
- мотоцикл (motorcycle).

Данные о ТП имеют неэквидистантный характер, поскольку движение ТС осуществляется неравномерно:

$$\{x_i, \Delta t_i\}^{i=1..N},$$

$$\Delta t_i = t_{i+1} - t_i \neq const, \quad (1)$$

где i – номер отсчета, x_i – значения временного ряда, t_i – время отсчета.

На рисунках 3–6 приведены полученные в результате вейвлет-анализа скейлограммы для рядов данных по типам ТС.

Анализ скейлограмм для ТП, состоящих из легковых и грузовых ТС (рисунки 3 и 4), подтверждает общий вид зависимости, при котором появление экстремумов на скейлограмме соответствует суточной неравномерности дорожного движения, что подтверждается и результатами, достигнутыми в [9].

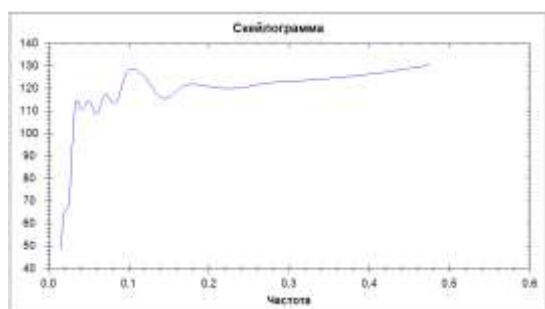


Рисунок 3. Скейлограмма (ТП, состоящий из легковых ТС)

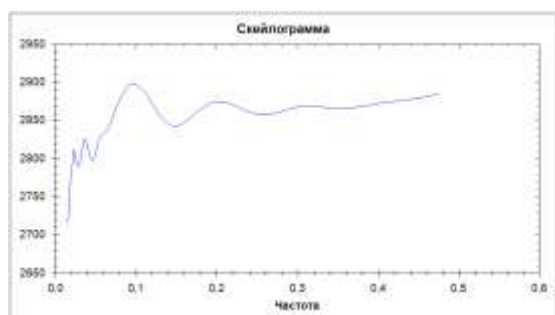


Рисунок 4. Скейлограмма (ТП, состоящий из грузовых ТС)

Скейлограмма для ТП, состоящих из ТС типа «автобус» (рисунки 5), отражает интервальный характер движения общественного транспорта.

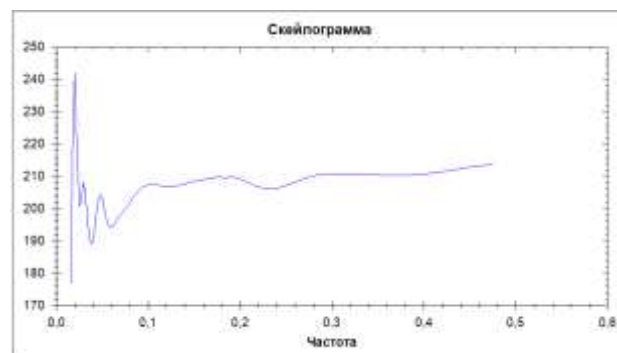


Рисунок 5. Скейлограмма (ТП, состоящий из ТС типа «автобус»)

Скейлограмма для ТП, состоящих из ТС типа «мотоцикл» (рисунки 6), показывает незначительную интенсивность движения мотоциклетного транспорта на территории обследования. Такой характер движения не позволяет судить о расположении точек насыщения ТП.

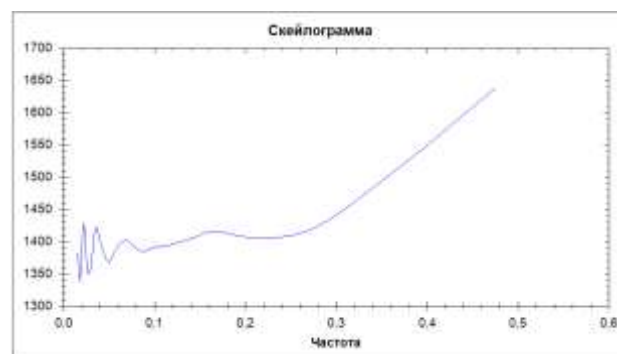


Рисунок 6. Скейлограмма (ТП, состоящий из ТС типа «мотоцикл»)

На основе полученных по скейлограммам сведений об экстремумах определяются точки насыщения 1 и 2 на фундаментальной диаграмме ТП.

4 Заключение

Таким образом, в настоящей работе предложен подход к исследованию характеристик ТП средствами вейвлет-анализа аудиосигналов, позволяющий строить фундаментальные макроскопические модели ТП с возможностью разделения по типам ТС.

Список использованных источников

- [1] Drew D.R. Traffic flow theory and control. 1968. 467 p.
- [2] Zefreh M.M., Torok A. Single loop detector data validation and imputation of missing data // Measurement. 2018. Vol. 116. P. 193–198.
- [3] Yang B., Guo Y., Xu C. Analysis of freeway secondary crashes with a two-step method by loop detector data // IEEE Access. 2019. Vol. 7. P. 22884–22890.
- [4] Fedorov A., Nikolskaia K., Ivanov S., Shepelev V., Minbaleev A. Traffic flow estimation with data from a video surveillance camera // Journal of Big Data. 2019. – Vol. 6(1). P. 1–15.
- [5] Wang L., Wang Y., Bie Y. Automatic estimation method for intersection saturation flow rate based on video detector data // Journal of Advanced Transportation. 2018. P. 8353084.
- [6] Lefebvre N., Chen X., Beuseroy P., Zhu M. Traffic flow estimation using acoustic signal // Engineering Applications of Artificial Intelligence. 2017. Vol. 64. P. 164-171.
- [7] Gatto R.C., Forster C.H.Q. Audio-Based Machine Learning Model for Traffic Congestion Detection // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. 2020. P. 1–8.
- [8] Golovnin O., Privalov A., Stolbova A., Ivaschenko A. Audio-Based Vehicle Detection Implementing Artificial Intelligence // Studies in Systems, Decision and Control. 2020. Vol. 337. P. 627–638.
- [9] Golovnin O., Stolbova A., Ostroglazov N. An Analysis of Road Traffic Flow Characteristics Using Wavelet Transform // Studies in Systems, Decision and Control. 2019. Vol. 199. P. 433–445.
- [10] Zinemanas P., Cancela P., Rocamora M. MAVD-traffic dataset (Version 0.1.0). Presented at the Workshop on Detection and Classification of Acoustic Scenes and Events (DCASE 2019 Workshop), New York, USA: Zenodo, 2019.

**STUDY OF FUNDAMENTAL MACROSCOPIC
CHARACTERISTICS OF TRAFFIC FLOWS
BY WAVELET ANALYSIS OF AUDIO SIGNALS**

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

Samara University,
Moskovskoe shosse 34,
Samara, 443086

golovnin@ssau.ru

The paper proposes an approach to the study of the traffic flow characteristics by wavelet analysis of audio signals, which makes it possible to build fundamental macroscopic models of traffic flows with the possibility of dividing by types of vehicles.

Keywords: *Transport stream, wavelet analysis, audio signal, macroscopic model*

References

- [1] Drew D.R. Traffic flow theory and control. 1968. – 467 p.
- [2] Zefreh M.M., Torok A. Single loop detector data validation and imputation of missing data // Measurement. 2018. Vol. 116. – P. 193–198.
- [3] Yang B., Guo Y., Xu C. Analysis of freeway secondary crashes with a two-step method by loop detector data // IEEE Access. 2019. – Vol. 7. – P. 22884–22890.
- [4] Fedorov A., Nikolskaia K., Ivanov S., Shepelev V., Minbaleev A. Traffic flow estimation with data from a video surveillance camera // Journal of Big Data. 2019. – Vol. 6(1). – P. 1–15.
- [5] Wang L., Wang Y., Bie Y. Automatic estimation method for intersection saturation flow rate based on video detector data // Journal of Advanced Transportation. 2018. – P. 8353084.
- [6] Lefebvre N., Chen X., Beuseroy P., Zhu M. Traffic flow estimation using acoustic signal // Engineering Applications of Artificial Intelligence. 2017. Vol. 64. – P. 164-171.
- [7] Gatto R.C., Forster C.H.Q. Audio-Based Machine Learning Model for Traffic Congestion Detection // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. 2020. – P. 1–8.
- [8] Golovnin O., Privalov A., Stolbova A., Ivaschenko A. Audio-Based Vehicle Detection Implementing Artificial Intelligence // Studies in Systems, Decision and Control. 2020. Vol. 337. P. 627–638.
- [9] Golovnin O., Stolbova A., Ostroglazov N. An Analysis of Road Traffic Flow Characteristics Using Wavelet Transform // Studies in Systems, Decision and Control. 2019. Vol. 199. P. 433–445.
- [10] Zinemanas P., Cancela P., Rocamora M. MAVD-traffic dataset (Version 0.1.0). Presented at the Workshop on Detection and Classification of Acoustic Scenes and Events (DCASE 2019 Workshop), New York, USA: Zenodo, 2019.