

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 5, № 2(2019)

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

published by
Samara University

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

Главный редактор

Шахматов Е.В. – член-корреспондент РАН, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

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

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

Хейкки Х. - профессор, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия).

Ответственный секретарь, технический редактор

Мухаметзянова М.А. - Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционной коллегии:

Балакин В.Л. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

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

Ганиев Р.Ф. – академик РАН, научный руководитель ИМАШ РАН (г. Москва, РФ);

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

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

Савин Л.А. – д.т.н., профессор, Орловский государственный университет (г. Орел, 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);

Чернышёв С.Л. - академик РАН, научный руководитель ФГУП «ЦАГИ» (г. Москва, РФ).

Иностранные члены редакционной коллегии:

Вакка А. - доцент, университет Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

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

Круз П. - профессор, университет г. Линчёпинг (Швеция);

Линьяма М. - профессор, Технологический университет (г. Тампере, Финляндия);

Мюренхоф Х. - профессор, Рейнско-Вестфальский технический университет (г. Ахен, Германия);

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 - Corresponding Member of RAS (Samara University, Samara, Russian Federation).

Deputy Editors-in-Chief:

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

A.I. Ermakov - Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);
H. Handroos - Prof., Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).

Executive Editor, technical editor

M.A. Mukhametzhanova - Samara University (Samara, Russian Federation).

Editorial board russian members:

V.L. Balakin - Doctor of Science (Eng.), Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.I. Belousov - Doctor of Science (Eng.), Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

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

R.F. Ganiev - Academician of the RAS, academic adviser (IMASH RAN, Moscow, Russian Federation);

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

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

A.B. Meisel - Doctor of Science (Eng.), Professor (St. Petersburg, Russian Federation);

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

Savin L.A. - Doctor of Science (Eng.), Prof. (Orel State University, Orel, 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);

S.L. Chernyshev - Academician of the RAS, academic adviser (TsAGI, Moscow, Russian Federation);

Editorial office foreign members:

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

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

P. Cruz - Professor (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. Strichak - 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

| | |
|---|----|
| ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИАМЕТРА КОРПУСА ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НА ЕГО КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ <i>А.А. Иголкин, С.Ю. Исаев</i> | 6 |
| МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МУСКУЛОВ <i>Г.М. Макарьянц, И.Д. Галушко</i> | 11 |
| О СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ СХЕМЫ КОРРЕКЦИИ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОНДОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ГТД <i>Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д., Сафин А.А.</i> | 18 |
| МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДИНАМИКИ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ САТЕЛЛИТА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА <i>М.И. Курушин, В.Б. Оссиала</i> | 26 |
| ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КОНСТРУКТИВНОЙ НАДЁЖНОСТИ АГРЕГАТОРОВ <i>Ю.И. Кондрашов, Е.Н. Ермилова, А.Н. Видяскина, Р.П. Архипов</i> | 37 |

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИАМЕТРА КОРПУСА
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НА ЕГО
КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ**

**А.А. Иголкин,
С.Ю. Исаев**

«Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королева»
Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086
m555444m@gmail.com

В статье рассматривается вопрос зависимости параметров предохранительного клапана от геометрии проточной части. Для проведения исследования выбрана схема однокаскадного предохранительного клапана прямого действия. Исследовано влияние диаметра корпуса на коэффициент гидравлического сопротивления. Проведена серия вычислительных экспериментов с использованием программного пакета Ansys Fluent. В результате было выявлено, что при отношении диаметра тарели к диаметру седла равном 1,3, уменьшение диаметра корпуса, до значений меньших, чем два диаметра седла, приводит к существенному увеличению коэффициента гидравлического сопротивления.

Ключевые слова: предохранительный клапан; коэффициент гидравлического сопротивления; диаметр корпуса клапана

1 Введение

Системы, в которых в качестве рабочего тела используется сжатый газ, называются пневматическими. Основное их применение – приведение в движение частей машин и механизмов, управление топливными системами авиационных и ракетных двигателей, ориентация космических аппаратов в космосе, жизнеобеспечение экипажа и пассажиров в летательных аппаратах.

Основными преимуществами таких систем являются: низкая цена, высокое отношение мощности к массе, простота конструкции, возможность работы в условиях экстремально низких или высоких температур, высокая радиационная стойкость.

Недостатками являются: низкий коэффициент полезного действия системы, низкая точность перемещения исполнительных механизмов, низкая плавность работы, возможность взрывного разрушения.

Любая пневматическая система должна иметь источник сжатого газа (компрессор с

ресивером или баллон под давлением) и регулятор давления.

Регуляторы делятся на две группы: отслеживающие давление после себя (редукторы), и – до себя (предохранительные клапаны).

Предохранительные клапаны также могут быть как прямого действия, так и иметь пилотное управление; прямого хода (движение запорного элемента совпадает по направлению с течением рабочего тела), так и обратного; могут иметь один или несколько каскадов регулирования.

Основными характеристиками предохранительных клапанов являются: диапазон настройки, пропускная способность, температура рабочей и окружающей сред, габариты, масса, точность поддержания настроенного давления, давление срабатывания, давление закрытия, коэффициент гидравлического сопротивления, коэффициент расхода [2].

Типичная схема устройства однокаскадного предохранительного клапана прямого действия представлена на рисунке 1.

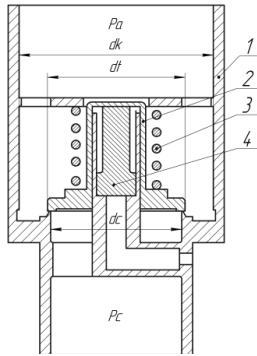


Рисунок 1. Схема устройства однокаскадного предохранительного клапана прямого действия

1 – корпус, 2 – тарель, 3 – пружина, 4 – шток принудительного открытия, d_c – диаметр седла, d_t – диаметр тарели, d_k – внутренний диаметр корпуса, P_c – давление до клапана, P_a – давление после клапана

Принцип работы однокаскадного предохранительного клапана прямого действия заключается в следующем: при повышении давления до давления срабатывания, тарель, преодолевая силу пружины, открывает затвор, что приводит к уменьшению давления. После того, как давление упадёт до давления закрытия, тарель под действием пружины перекроет проходное сечение для газа.

В данной работе внимание было сфокусировано на коэффициенте гидравлического сопротивления (ζ).

Проведённый литературный обзор показал, что на данную характеристику работы предохранительного клапана влияют в первую очередь его геометрические параметры.

Согласно источнику [4], ζ определяется по формуле (1):

$$\zeta = 0,55 + 4 \left(\frac{dt - dc}{2dc} - 0,1 \right) + \frac{0,155}{(h/dt)^2} \quad (1)$$

Данная формула (1) является эмпирической, и не учитывает влияние диаметра корпуса.

В источнике [1] не приводится каких-либо формул для расчёта коэффициента гидравлического сопротивления, но указано, что на его величину диаметр корпуса оказывает сильное влияние, и чем он больше, тем меньше сопротивление.

Однако при увеличении диаметра корпуса значительно растут масса и габариты

клапана, следовательно, нужно выбирать минимальное значение данного параметра, при котором происходит значительное увеличение коэффициента гидравлического сопротивления.

2 Цель работы

Исследовать влияние внутреннего диаметра корпуса на коэффициент гидравлического сопротивления клапана, найти оптимальное значение диаметра корпуса клапана, при заданных остальных геометрических параметрах клапана.

3 Методика исследования

Данное исследование было проведено с использованием метода конечных элементов, реализованного в пакете программного обеспечения Ansys Fluent.

4 Ход проведения исследования

На первом этапе была составлена двухмерная осесимметричная модель [3], в которой диаметры тарели и седла были зафиксированы, и отношение d_t к d_c составило 1,3 (рисунок 2). Диаметр корпуса составил: $1,5d_c$; $2d_c$; $2,5d_c$; $3d_c$.

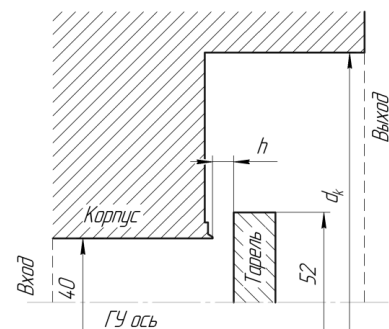


Рисунок 2. Геометрия проточной части клапана, используемая в расчёте

На втором этапе была создана расчётная сетка (рисунок 3), заданы граничные условия: вход – полное давление 161120 Па (избыточное), выход – избыточное давление 0 Па.

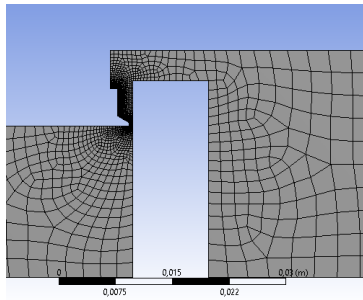


Рисунок 3. Расчетная сетка

Расчёт проводился для следующих высот подъёма тарели $h=0,5; 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 8; 10$ мм.

Коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывался согласно формуле (2) [4]:

$$\zeta = \frac{P_{total\ in} - P_{total\ out}}{P_{dyn\ in}}, \quad (2)$$

где $P_{total\ in}$ – полное давление на входе в клапан,

$P_{total\ out}$ – полное давление на выходе из клапана,

$P_{dyn\ in}$ – динамическое давление на входе в клапан.

Результаты расчёта представлены на рисунке 4.

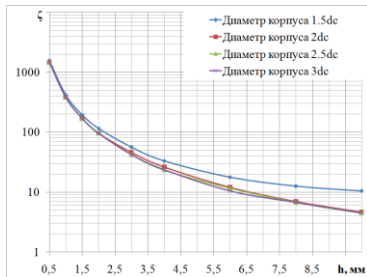


Рисунок 4. Результаты расчёта

Как видно из рисунка 3 при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$ получается наибольший коэффициент гидравлического сопротивления, увеличение диаметра корпуса свыше $2d_c$ слабо влияет на гидравлическое сопротивление клапана.

Для объяснения данных результатов построим распределение скоростей при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$ для высоты подъёма тарели $h = 10$ мм (рисунок 5) и при диаметре корпуса $d_k = 2d_c$ для высоты подъёма тарели $h = 10$ мм (рисунок 6).

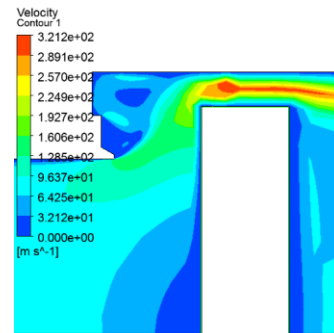


Рисунок 5. Распределение скоростей при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$ и высоте подъёма тарели $h = 10$ мм

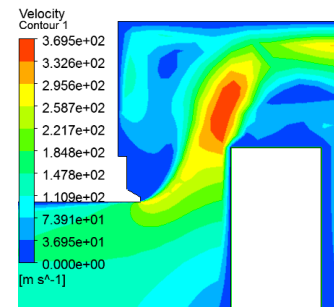


Рисунок 6. Распределение скоростей при диаметре корпуса $d_k = 2d_c$ и высоте подъёма тарели $h = 10$ мм

Как видно из рисунков 5,6, при диаметре корпуса $d_k = 1,5d_c$, критическое сечение переходит из зоны между тарелью и седлом клапана в зону между тарелью и корпусом. Т.е. именно диаметр корпуса, а не высота подъёма тарели ограничивает расход среды, из-за чего растёт коэффициент гидравлического сопротивления.

5 Обсуждение результатов

Проведённое исследование показало, что диаметр корпуса клапана влияет на его гидравлическое сопротивление, при этом для его минимизации достаточно, чтобы критическое сечение клапана во всем диапазоне высот подъёма тарели h находилось между ней и седлом.

6 Заключение

а) Было показано существенное влияние диаметра корпуса однокаскадного предохранительного клапана прямого действия на его коэффициент гидравлического сопротивления.

б) При отношении d_t к d_c , равном 1,3, уменьшение диаметра корпуса до значений менее $2d_c$ существенно увеличивает коэффициент гидравлического сопротивления.

в) Оптимальным значением диаметра корпуса при $d_t=1,3d_c$ является $d_k=2d_c$.

7 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 9.1517.2017/4.6 и 0777-2017-0016).

Список использованных источников

[1] Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. (2-е изд., перераб. и доп.) / Т. Ф. Кондратьева. – Л.: Машиностроение. - 1976. – 230 с.

[2] Бугаенко В. Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем / Под ред. В.С. Будника. – М.: Машиностроение. - 1979. – 168 с.

[3] Макарьянц Г.М. Расчёт подъёмной силы газового потока в плоском предохранительном клапане с использованием численных методов [Текст] / В. Я. Свербилов, М. В. Макарьянц, О. В. Батракова // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Самарский научный центр Российской академии наук. – Самара, 2010. – Т. 12, № 4. – С. 247–251.

[4] Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (3-е изд., перераб. и доп.) / Под ред. М. О. Штейнберга. – М.: Машиностроение. - 1992. – 672 с.

STUDY OF THE EFFECT OF THE DIAMETER OF THE CASE OF THE SAFETY VALVE ON HIS HYDRAULIC RESISTANCE COEFFICIENT

**Alexander A. Igolkin,
Sergey Y. Isaev**

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
555444m@gmail.com.

The article discusses the dependence of the parameters of the safety valve on the geometry of the flow part. Direct-action single-stage safety valve is selected for the study. The influence of its case diameter on the hydraulic resistance coefficient was researched. A computational experiment was conducted using the Ansys Fluent software package. As a result, it is found that when the ratio of the plate diameter to the saddle diameter is 1.3 then a decrease of the body diameter to a value less than two diameters of the saddle is resulting in a significant increase of the coefficient of hydraulic resistance.

Key words: Safety valve; hydraulic resistance coefficient; diameter of valve body

References

1. Kondratieva, T.F. (1976), *Safety valves* [Predokhranitel'nye klapany], Mashinostroenie, Leningrad, Russian Federation, 230 p. (in Russian).
2. Bugayenko, V.F. (1979), *Pneumatic automation of rocket and space systems* [Pnevmoavtomatika raketno-kosmicheskikh sistem] / in Budnik, V.S. (ed.), Mashinostroenie, Moscow, Russian Federation, 168 p. (in Russian).
3. Makaryants, G. M., Sverbilov, V. Ya., Makaryants, M. V. and Batrakova, O. V. (2010), "Calculation of the lifting force of a gas flow in a flat safety valve using numerical methods" [Raschet podemnoj sily gazovogo potoka v ploskom predokhranitel'nom klapane s ispol'zovaniem chislennyh metodov], *Izvestiya Samara Scientific Center, Russian Academy of Sciences* [Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossiyskoy akademii nauk], vol. 12, no. 4, pp. 247–251 (in Russian)/
4. Idelchik, I.Ye. (1992), *Handbook of hydraulic resistances* [Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam], Mashinostroenie, Moscow, Russian Federation, 672 p. (in Russian).

УДК 62.533

DOI: 10.18287/2409-4579-2019-5-2-11-17

Галушко И.Д.,
Макарьянц Г.М.Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева
ул. Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086
neeva2804@gmail.com
georgy.makaryants@gmail.com**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ
МУСКУЛОВ**

На сегодняшний день широкое применение имеет такой вид привода как пневматические мускулы. Пневматический мускул является приводом одностороннего действия и обладает такими преимуществами как развиваемое усилие, а также быстрое действие. Пневматические мускулы по сравнению с пневматическими цилиндрами имеют нелинейную структуру, которая нуждается в корректной идентификации. В данной работе исследуются динамические процессы изменения давления в рабочей полости пневматического мускула с целью построения математической модели, которая впоследствии может быть использована для разработки систем управления, где основным исполнительным элементом является пневматический мускул, а также для точного описания и прогнозирования геометрических параметров пневматических мускулов от величины давления сжатого воздуха в рабочей полости.

Ключевые слова: Пневматический мускул; динамика; экспериментальная установка; идентификация; аппроксимация; верификация; математическая модель

1 Введение

Для обеспечения качественной работы системы автоматического управления (САУ), основным исполнительным элементом которой является такой вид привода как пневматический мускул, необходима математическая модель его динамических процессов. В ранее произведённых исследованиях [1,2] были выявлены статические характеристики в виде функциональных зависимостей, описывающих относительное сокращение, а также диаметрально расширенное пневматического мускула в зависимости от величины подаваемого в рабочую полость давления. В работе [3] производилось выявление нелинейной характеристики пневматических мускулов методом параметрического возбуждения, в работах [4,5] производилось исследование характеристик пневматических мускулов при работе в конфигурации противоположной пары, такой параметр как жёсткость, а также фундаментальные зависимости, определённые для пневматического мускула с двумя степенями

свободы рассмотрены в работе [6]. Однако данные исследования не раскрывают полную математическую модель, описывающую динамику сокращения пневматического мускула с учётом таких параметров как величина развиваемого усилия, а также перемещение в зависимости от входного давления [7].

Для того, чтобы получить полную линеаризованную математическую модель пневматических мускулов, необходимо знать развиваемое приводом усилие, которое зависит непосредственно от величины рабочего давления, а также от площади поперечного сечения. Зная развиваемое усилие, можно осуществить переход к математической модели, достаточно полно описывающей динамический процесс сокращения пневматического мускула [7, 8]. Таким образом, для разработки полной математической модели привода необходимо точно описать динамический процесс изменения давления в его рабочей полости.

2 Предположения и методика решения

В работах [6,9,10], были представлены динамические процессы изменения давления в рабочих полостях пневматических мускулов при величинах входного давления 0,6 МПа. В настоящей работе предполагается, что динамический процесс изменения давления в рабочей полости рассматриваемого привода можно описать типовым апериодическим звеном первого порядка, временная реализация которого имеет вид (1), а передаточная функция равна (2):

$$P(t) = k \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \right], \quad (1)$$

$$W(s) = \frac{k}{Ts+1}, \quad (2)$$

где k -коэффициент усиления, а T - постоянная времени переходного процесса.

Также в работе предполагается, что коэффициент усиления k и постоянная времени переходного процесса T являются функциями от величины выходного давления привода. Тогда предполагаемая математическая модель будет иметь вид (рисунок 1):

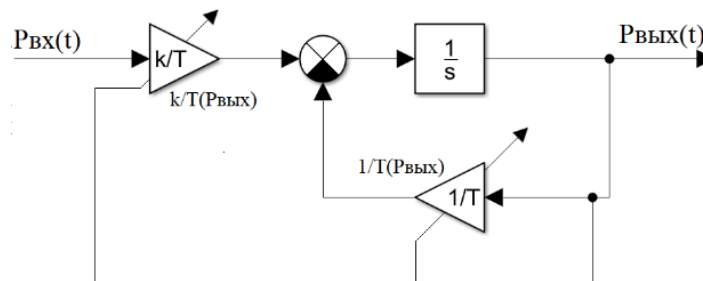


Рисунок 1. Вид предполагаемой математической модели

3 Эксперимент

Для выявления и дальнейшей идентификации динамических процессов изменения давления в рабочей полости пневматического мускула была изготовлена экспериментальная установка, представленная на рисунке 2. Данные с

датчика давления поступали на модуль ввода NI 9203, расположенный на ПЛИС NI DAQ, соединённый с ПК посредством Ethernet-кабеля. Обработка и запись данных о динамических процессах изменения давления в рабочей полости пневматического мускула производилась с помощью программного пакета NI LabView.

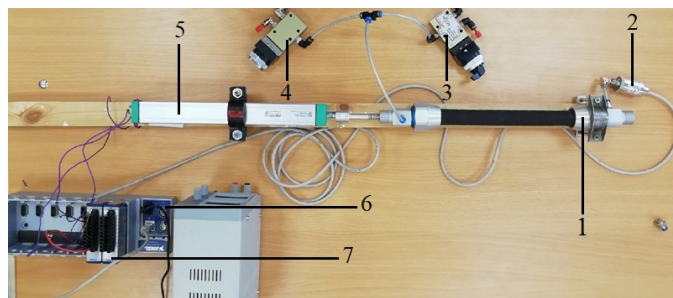


Рисунок 2. Экспериментальная установка

1-исследуемый пневматический мускул, 2-датчик давления SMC PSE560, 3 и 4- пневматические распределители ПР1 и ПР2 соответственно, 5-штоковый датчик перемещения, 6-модуль сбора данных NI DAQ, 7-модуль ввода NI 9203

Пневматическая экспериментальной

схема установки,

представленная на рисунке 3, включает в себя источник сжатого воздуха КМ, блок

подготовки, который состоит из фильтра Ф, редукционного клапана КР1 и манометра МН1, редукционного клапана КР2, манометра МН2, двух пневматических распределителей ПР1 и ПР2, исследуемого пневматического мускула ПМ и датчика давления, регистрирующего динамический процесс изменения давления в рабочей полости пневматического мускула. Редукционные клапаны КР1 и КР2 настраиваются таким образом, чтобы в напорной линии пневматического мускула ПМ создавался постоянный перепад давления равный 0,1 МПа в интервале от 0 до 0,6 МПа, то есть, первый эксперимент проводится при настроенных редукционных клапанах КР1 и КР2 на давление 0,1 МПа, при втором эксперименте клапаны настраиваются на давление 0,1 и 0,2 МПа соответственно и т.д.

Таким образом, было произведено шесть независимых экспериментов, в результате чего, посредством датчика давления, были зарегистрированы переходные процессы изменения давления в рабочей полости исследуемого пневматического мускула ПМ.

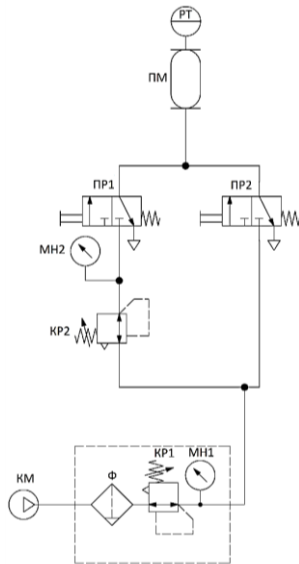


Рисунок 3. Пневматическая схема

4 Аппроксимация экспериментальных данных

Как говорилось ранее, в данной работе предполагается, что полученные

динамические процессы изменения давления в рабочей полости пневматического мускула могут быть аппроксимированы функцией временной реализации апериодического типового звена первого порядка. Изначально для каждого из шести переходных процессов, полученных экспериментально, были определены коэффициент усиления k и постоянная времени T , после чего были выведены функции временной реализации для апериодического типового звена первого порядка, после чего результаты аппроксимации были верифицированы. Верификация полученных математических зависимостей выходного давления от времени с соответствующими им средними ошибками аппроксимации представлены на рисунке 4.

В результате произведённой аппроксимации были получены передаточные функции для каждого интервала и сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Полученные передаточные функции

| Интервал | Передаточная функция |
|---------------|-----------------------------------|
| 0...0,1 МПа | $W(s) = \frac{1,27}{0,110s + 1}$ |
| 0,1...0,2 МПа | $W(s) = \frac{1,18}{0,109s + 1}$ |
| 0,2...0,3 МПа | $W(s) = \frac{1,08}{0,106s + 1}$ |
| 0,3...0,4 МПа | $W(s) = \frac{1,005}{0,074s + 1}$ |
| 0,4...0,5 МПа | $W(s) = \frac{1,039}{0,064s + 1}$ |
| 0,5...0,6 МПа | $W(s) = \frac{1,036}{0,057s + 1}$ |

Как видно из полученных передаточных функций, коэффициент усиления k и постоянная времени T , действительно имеют функциональную зависимость от величины выходного давления пневматического мускула.

Причём функция, описывающая зависимость постоянной времени T от величины выходного давления является монотонно убывающей.

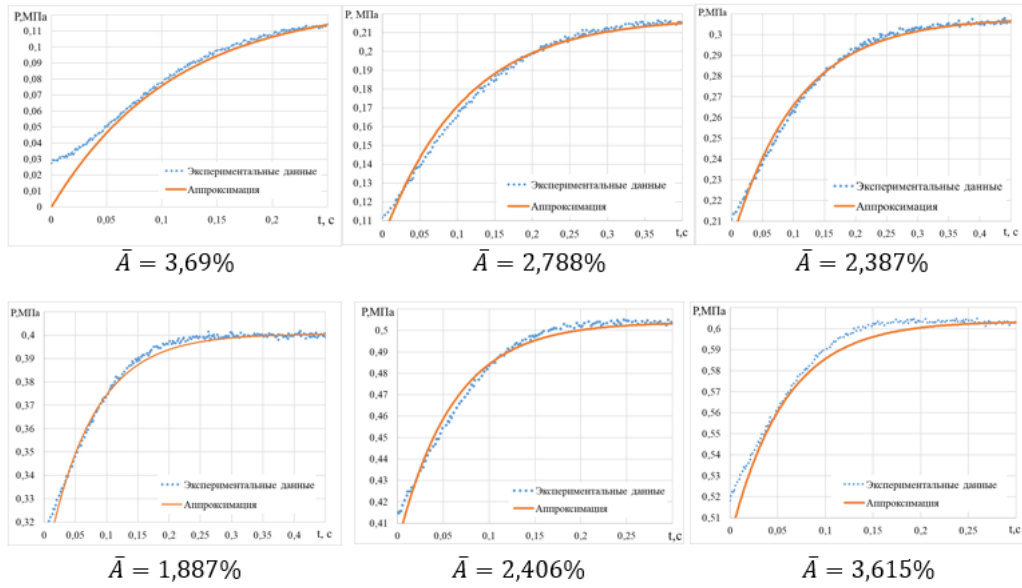


Рисунок 4. Результаты аппроксимации экспериментальных данных

5. Построение математической модели

Построение математической модели производилось в программном пакете Matlab Simulink. Полученная математическая модель представлена на рисунке 5. В блоках

Lookup Table указывались значения функциональных зависимостей отношения коэффициента усиления k к постоянной времени T , а также самой постоянной времени T от величины выходного давления $P_{\text{вых}}$, как показано на рисунке 6.

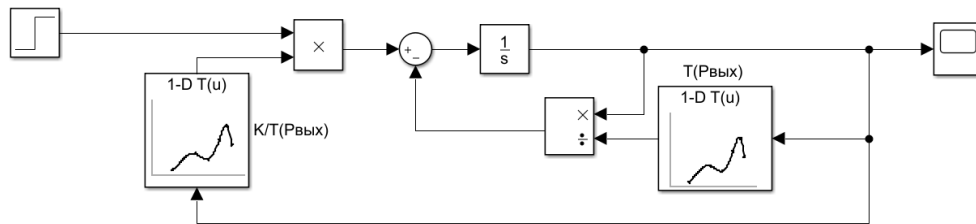


Рисунок 5. Математическая модель пневматического мускула в Matlab Simulink

| Lookup Table Parameters | | |
|-----------------------------------|--------|--------|
| $\frac{k}{T} = f(P_{\text{вых}})$ | | |
| Breakpoints | Column | (1) |
| Row | | -- |
| (1) | 1 | 11.545 |
| (2) | 2 | 10.826 |
| (3) | 3 | 10.189 |
| (4) | 4 | 13.581 |
| (5) | 5 | 16.234 |
| (6) | 6 | 18.175 |

| Lookup Table Parameters | | |
|-----------------------------------|--------|-------|
| $\frac{1}{T} = f(P_{\text{вых}})$ | | |
| Breakpoints | Column | (1) |
| Row | | -- |
| (1) | 1 | 0.11 |
| (2) | 2 | 0.109 |
| (3) | 3 | 0.106 |
| (4) | 4 | 0.074 |
| (5) | 5 | 0.064 |
| (6) | 6 | 0.057 |

Рисунок 6. Настройка блоков Lookup Table

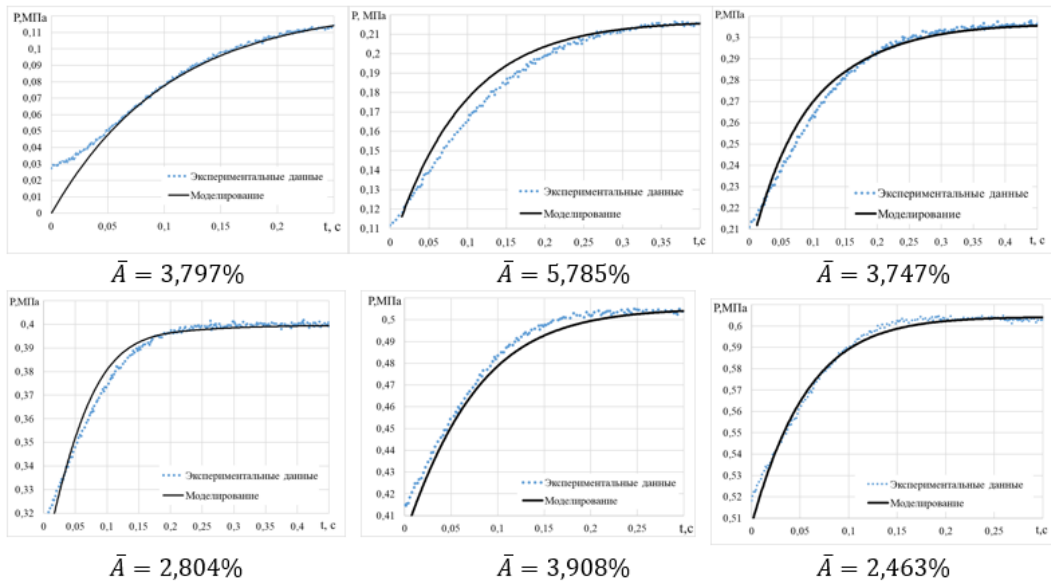
6. Верификация полученной математической модели

После построения математической модели была произведена её верификация.

Результаты моделирования были сопоставлены с данными, полученными экспериментально. Стоит отметить, что результаты моделирования отличны от результатов произведенной аппроксимации

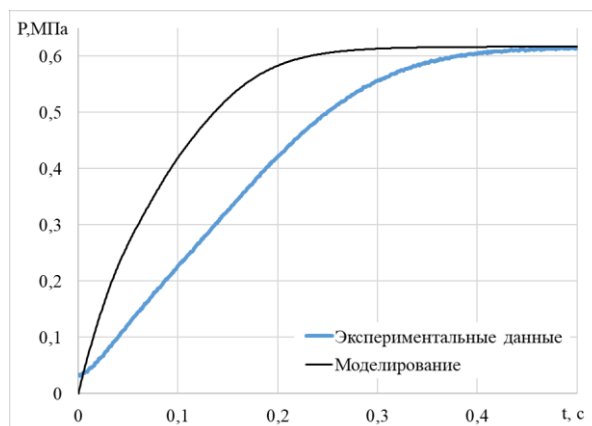
динамических процессов изменения давления в рабочей полости пневматического мускула, что связано с заданием в блоках Lookup Table кубического алгоритма интерполяции и экстраполяции зависимостей отношения коэффициента

усиления k к постоянной времени T , а также самой постоянной времени T от величины выходного давления $P_{вых}$. Результаты верификации на каждом интервале с соответствующими средними ошибками представлены на рисунке 7.



Как можно увидеть, полученная математическая модель обеспечивает допустимую точность, однако это распространяется лишь на те случаи, в которых на вход математической модели подается сигнал небольшой величины, соответствующий давлению в рабочей полости пневматического мускула величиной порядка 0,1 МПа. При подаче на

вход математической модели сигнала, соответствующего максимальному давлению в рабочей полости пневматического мускула, наблюдается значительное расхождение данных моделирования и реальных данных, полученных экспериментально. В этом случае средняя ошибка составила 37,5%. Данные верификации представлены на рисунке 8.



7. Заключение

1. Построена математическая модель пневматического мускула. Средняя ошибка при моделировании составила 5,785%. Полученная математическая модель пневматического мускула обеспечивает допустимую точность лишь при подаче на вход давления низкого уровня.

2. При подаче на вход давления высокого уровня наблюдается большое отклонение данных моделирования от реальных данных, полученных экспериментально, что предположительно связано с проявлением интегрирующих свойств объекта исследования. Средняя ошибка составила 37,5%.

3. Для построения полной математической модели, обеспечивающей достаточную точность при любых величинах входного давления в интервале от 0 до 0,6 МПа, необходимо иметь большую базу экспериментальных данных, а также более совершенные подходы к моделированию, которые позволят обеспечить переменную структуру передаточной функции пневматического мускула, как объекта моделирования.

8 Благодарности

Работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (грант 1.7914.2017 /8.9, 0777-2017-000 4).

Список использованных источников

- [1] Galushko I. D. Experimental test bench for investigation of flow control around unmanned underwater robot / I. D. Galushko, S. A. Gafurov, V. A. Salmina, etc. // IFAC-PapersOnLine. – 2018. - Vol. 51, № 30. - P. 604-609.
- [2] Galushko I. D. Approach of Flow Control Around Unmanned Underwater Robot / I. D. Galushko, S. A. Gafurov, V. A. Salmina, etc. // IFAC-PapersOnLine. - 2018. - Vol. 51, № 30. - P. 452-457.
- [3] Bhaben K. Nonlinear dynamics of a parametrically excited pneumatic artificial muscle (PAM) actuator with simultaneous resonance condition / K. Bhaben, S. K. Dwivedy // Mechanism and Machine Theory. - 2019. - Vol. 135. - P. 281-297.
- [4] Chan C. Y. Characterization of pneumatic artificial muscle system in an opposing pair configuration / C. Y. Chan, S. H. Chong, M. H. Tan, T. F. Tang, K. Sato // Journal of Telecommunication, Electronic and Computer Engineering. - 2016. - Vol. 8. - P. 73-77.
- [5] Chen Y. C. Neural network fuzzy sliding mode control of pneumatic muscle actuators / Y. C. Chen, C. J. Chiang // Engineering Applications of Artificial Intelligence. - 2017. - Vol. 65. - P. 68-86.
- [6] Biro I. Dynamic modeling of a pneumatic muscle actuator with two-direction motion / I. Biro, L. Cveticanin, J. Nemeth, J. Sarosi // Mechanism and Machine Theory. - 2015. - Vol. 85. - P. 25-34.
- [7] Doumit M. D. Dynamic contraction behaviour of pneumatic artificial muscle / M. D. Doumit, S. Pardoel // Mechanical Systems and Signal Processing. - 2017. - Vol. 91. - P. 93-110.
- [8] Wang S. High-precision motion control of a stage with pneumatic artificial muscles / S. Wang, K. Sato // Precision Engineering. - 2016. - Vol. 43. - P. 448-461.
- [9] Guerra Tsuzuki M. D. S., Horikawa O., Scaff W. Pneumatic Artificial Muscle Optimal Control with Simulated Annealing / M.D.S. Guerra Tsuzuki, O. Horikawa, W. Scaff // IFAC-PapersOnLine. - 2018. - Vol. 51, № 30. - P. 333-338.
- [10] Leephakpreeda T. Empirical modeling of dynamic behaviors of pneumatic artificial muscle actuators / T. Leephakpreeda, K. C. Wickramatunge // ISA Transactions. - 2013. - Vol. 52, № 6. - P. 825-834.

MATHEMATICAL MODELING OF CHANGES IN GEOMETRIC PARAMETERS OF PNEUMATIC MUSCLES

**П'я D. Galushko,
Georgiy M. Makaryants**

Samara National Research University
Moskovskoe Shosse,34
Samara, 443086
neeva2804@gmail.com
georgiy.makaryants@gmail.com

Today, this type of drive as pneumatic muscles has wide application. Pneumatic muscle is a one-way drive and has such advantages as the developed force, as well as speed. Pneumatic muscles, compared to pneumatic cylinders, have a non-linear structure that needs to be correctly identified. In this paper, we study the dynamic processes of pressure change in the working cavity of a pneumatic muscle in order to build a mathematical model, which can later be used to develop control systems, where the main actuator is pneumatic muscle, as well as to accurately describe and predict the geometric parameters of pneumatic muscles on pressure of compressed air in the working cavity.

Key words: *Pneumatic muscle; dynamics; experimental setup; identification; approximation; verification; mathematical model*

References

- [1] Galushko, I.D., Gafurov, S.A. and Salmina, V.A., et. al. (2018), "Experimental test bench for investigation of flow control around unmanned underwater robot", *IFAC-PapersOnLine*, vol. 51, no. 30, pp. 604-609.
- [2] Galushko, I.D., Gafurov, S.A. and Salmina, V.A., etc. (2018), "Approach of Flow Control Around Unmanned Underwater Robot", *IFAC-PapersOnLine*, vol. 51, no. 30, pp. 452-457.
- [3] Bhaben, K. and Dwivedy, S. K. (2019), "Nonlinear dynamics of a parametrically excited pneumatic artificial muscle (PAM) actuator with simultaneous resonance condition", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 135, pp. 281-297.
- [4] Chan, C.Y., Chong, S.H., Tan, M.H., Tang, T.F. and Sato, K. (2016), "Characterization of pneumatic artificial muscle system in an opposing pair configuration", *Journal of Telecommunication, Electronic and Computer Engineering*, vol. 8, pp. 73-77.
- [5] Chen, Y.C. and Chiang, C.J. (2017), "Neural network fuzzy sliding mode control of pneumatic muscle actuators", *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 65, pp. 68-86.
- [6] Biro, I., Cveticanin, L., Nemeth, J. and Sarosi, J. (2015), "Dynamic modeling of a pneumatic muscle actuator with two-direction motion", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 85, pp. 25-34.
- [7] Doumit, M.D. and Pardoel, S. (2017), "Dynamic contraction behaviour of pneumatic artificial muscle", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 91, pp. 93-110.
- [8] Wang, S. and Sato, K. (2016), "High-precision motion control of a stage with pneumatic artificial muscles", *Precision Engineering*, vol. 43, pp. 448-461.
- [9] Guerra Tsuzuki M.D.S., Horikawa O. and Scaff W. (2018), "Pneumatic Artificial Muscle Optimal Control with Simulated Annealing", *IFAC-PapersOnLine*, vol. 51, no. 30, pp. 333-338.
- [10] Leephakpreeda T. and Wickramatunge K.C. (2013), "Empirical modeling of dynamic behaviors of pneumatic artificial muscle actuators", *ISA Transactions*, vol. 52, no. 6, pp. 825-834.

УДК 621.534

DOI: 10.18287/2409-4579-2019-5-2-18-25

О СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ СХЕМЫ КОРРЕКЦИИ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОНДА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ГТД

Известно, что пульсации давления оказывают влияние на работоспособность энергетических установок, в том числе газотурбинного двигателя, снижая запас газодинамической устойчивости компрессора, создавая условия для вибрационного горения в камере сгорания. Для доводки двигателя с учётом пульсаций давления необходимы средства их измерения в условиях повышенных температур и вибраций. Наиболее приемлемым из таких средств является зонд, состоящий из подводящего волновода, датчика пульсаций давления и корректирующего элемента в виде длинной линии. Однако в области низких частот возникает неравномерность амплитудно-частотной характеристики зонда, обусловленная уже влиянием отраженных волн давления от закрытого конца длинной линии. Предлагается на выходе длинной линии установить акустический RC-фильтр с сопротивлением, равным волновому сопротивлению длинной линии. В работе теоретически показано, что такое усовершенствование зонда позволяет расширить диапазон частот измерения пульсаций давления. Материал статьи будет полезен специалистам, разрабатывающим и применяющим средства измерения пульсаций давления в экстремальных условиях, например, при доводке газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: Газотурбинный двигатель; пульсации давления; измерение; зонд; динамическая погрешность; корректирующий элемент; акустический RC-фильтр

**А.Г. Гимадиев,
Н.Д. Быстров,
А.И. Сафин**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королева
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
gimadiev@gmail.ru

1. Введение

В практике эксплуатации авиационной техники одной из наиболее распространённых причин отказов является нарушение устойчивой работы ГТД, что ведёт к аварийным ситуациям. Нестационарность потока воздуха на входе в компрессор ГТД может возникнуть в силу разных причин: косая обдувка воздухозаборника; несимметричный поток воздуха на входе в двигатель; изменение режима работы самого двигателя; нештатная работа топливной автоматики и др. Помпажные явления приводят к поломкам лопаток компрессора, перегреву лопаток турбины, низкочастотной вибрации двигателя, и, как следствие, к повышенным динамическим напряжениям [1].

Поскольку высоко информативным параметром являются пульсации давления по газо-воздушному тракту газотурбинного двигателя, не случайно в последние годы возросла актуальность применения

акустических зондов для измерения пульсаций давления.

Условия работы датчиков быстропеременных давлений в точках измерения по тракту газотурбинного двигателя зачастую не соответствуют допустимым для датчиков из-за высоких температур и уровней вибраций, наличия взвешенных частиц в продуктах сгорания, то нежелательна установка датчиков непосредственно в точке измерения. Чтобы не подвергать датчики пульсаций давления экстремальным условиям эксплуатации, их выносят из зоны измерения на определённое расстояние с помощью волноводного канала. Из-за резонансных свойств подводящего канала приходится создавать специальное устройство под названием акустический зонд, включающий в свой состав акустический корректирующий элемент, устраняющий искажение измеряемых пульсаций давления из-за резонансов в подводящем волноводе.

Существуют отечественные [2-7, 10, 13-15] и зарубежные разработки корректирующих элементов [6, 8-9, 11], основанные на применении длинных линий. Причём длина линий может варьироваться от 20 м [7] и до 60 м и более [2]. В ЦИАМе в 2000 годы проводились работы по исследованию характеристик зондов с корректирующими элементами в виде длинных линий [2]. Представлены результаты аналитических и экспериментальных исследований частотных характеристик зонда с волноводом диаметром 4 мм и длинами от 0,7 м до 2 м при нормальной и повышенной (до 100 °С) температуре рабочей среды совместно с длинными линиями 30 м и 60 м. Полученные экспериментальные результаты подтверждены аналитическими расчётами в рамках предложенной авторами математической модели.

В практике эксплуатации газотурбинных двигателей нашли применение зонды для измерения пульсаций давления в камере сгорания стационарного ГТД, включающие в свой состав 40 м линию, уложенную в виде компактной катушки и подключеную к выходу волновода [8]. Для удаления горячего газа из волновода к выходу длинной линии организован подвод воздуха с меньшей температурой и большим относительно давления на входе в зонд давлением. В описываемом варианте зонда температура газа в месте расположения датчика пульсаций не превышает 200 °С.

В работе [8] даётся рекомендация, как избежать нежелательных отражений в пределах измерительной трубки. Желательно, чтобы длина согласующей длинной линии была больше её диаметра примерно в 7000 раз. Кроме этого есть рекомендация по созданию постоянной продувки охлаждающим газом.

Принцип действия зонда с корректирующей длинной линией основан на том, что пульсации давления передаются по волноводу, воздействуют на датчик давления и далее без отражения распространяются в «бесконечно» длинную

линию. При этом в идеальном случае дополнительная погрешность определяется только влиянием потерь на трение по длине волновода.

Недостатком корректирующего элемента в виде длинных линий является большие габариты и остаточная погрешность в области низких частот, обусловленная отражением колебаний давления от её закрытого конца и их малым рассеиванием.

Попытки создать малогабаритное корректирующее устройство в виде акустического демпфера, которое могло бы конкурировать с длинной линией, натолкнулись на необходимость проведения достаточно трудоёмких исследований по доводке предлагаемого устройства [16].

2. Теоретические основы применения длинной линии с РС—фильтром

Длинная линия является одним из лучших корректирующих элементов для акустических зондов пульсаций давления. Это связано прежде всего с тем, что, подобрав длину согласованной линии практически всегда можно минимизировать неравномерность амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) зонда в максимально возможном для данного датчика и волновода диапазоне частот колебаний. Тем не менее, практика применения длинной линии в качестве корректирующего элемента свидетельствует о наличии значительной неравномерности АЧХ акустического зонда с длинной линией в области низких частот пульсаций. Для преодоления отмеченного выше недостатка предложено объединить корректирующие свойства длинной линии и акустического РС-фильтра, устанавливаемого на конце длинной линии (см. рисунок 1). В предложенной схеме зонда снижается уровень отражённых волн давления от конца длинной линии, что приводит к устранению неравномерности его АЧХ в области низких частот и расширяется диапазон частот измерения пульсаций давления с допустимой динамической погрешностью.

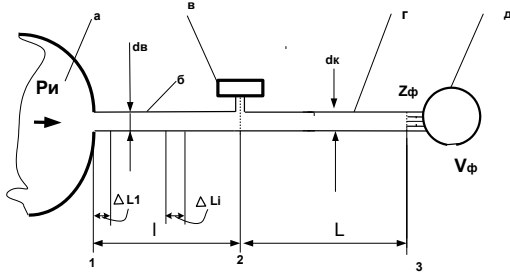


Рисунок 1. Расчётная схема акустического зонда с длинной согласующей линией: а – объект контроля; б – поводящий канал; в – датчик пульсаций давления; г – участок согласующей линии; д - расширительная камера акустического RC-фильтра, установленная за дросселирующим элементом

Для описания процессов передачи колебаний давления в трубопроводных элементах акустических зондов, как правило, используются линейные или линеаризованные математические модели. При рассмотрении ламинарного режима колебательного движения вязкой теплопроводной сжимаемой рабочей среды в жестком трубопроводе постоянного сечения будем полагать:

- постоянство коэффициента вязкости и теплопроводности среды;
- малость средней скорости движения среды в сравнении со скоростью распространения звука;
- малость нормированного изменения плотности среды $\Delta\rho / \rho_0$ в протекающих процессах;
- отсутствие градиента давления по поперечному сечению трубопровода;
- малость отношения диаметра трубопровода к его длине;
- отсутствие теплоотвода от стенок трубы.

Принятые допущения дают возможность использовать для описания процессов в трубопроводах систему уравнений, полученных из решения уравнений количества движения, неразрывности, энергии и состояния. Например, для участка 1-2 схемы (см. рисунок 1) правомерны следующие соотношения [3]:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ q_1 \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} p_2 \\ q_2 \end{bmatrix},$$

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ch\Gamma l & Z_6 sh\Gamma l \\ \frac{1}{Z_6} sh\Gamma l & ch\Gamma l \end{bmatrix}.$$

Здесь: p_1, p_2 и q_1, q_2 – динамические составляющие или комплексные амплитуды колебаний давления и объёмного расхода газа в начале и конце участка; Z_6 – акустическое волновое сопротивление подводящего трубопровода; Γ – постоянная распространения волнового процесса; l – длина трубопровода. Зависимости для расчёта волнового сопротивления Z_6 и постоянной распространения волн давления Γ определяются геометрией участка, режимом движения рабочей среды.

Для последующего участка схемы 2-3 применимы такие же приведённые выше соотношения.

Для акустического RC-фильтра с активным сопротивлением Z_ϕ и ёмкостью V_ϕ правомерно соотношение вида [3]:

$$Z_3 = Z_\phi + 1 / j\omega C_\phi,$$

где Z_ϕ - сопротивление дросселя фильтра; C_ϕ - акустическая ёмкость фильтра; $\omega = 2\pi f$ - угловая частота колебаний давления; f - циклическая частота, Гц; $j = \sqrt{-1}$.

В инженерной практике используются простые приближенные зависимости, обеспечивающие достаточно высокое соответствие расчётных результатов экспериментальным данным. Показано, что для расчёта частотных характеристик газовых трубопроводных цепей может быть использована так называемая высокочастотная теория.

Авторами статьи разработана программа РУДИП (Расчёт Устройств Для Измерения Пульсаций) [17], позволяющая на основании вышеприведённых допущений осуществлять инженерные расчёты частотных

характеристик акустических зондов, в том числе и зондов, выполненных по схеме, представленной на рисунке 1.

3. Результаты вычислительного эксперимента

Для проверки усовершенствованной схемы коррекции частотной характеристики в качестве примера для проведения вычислительного эксперимента выбрана геометрия одной из схем, состоящей из подводящего волновода и длинной линии, приведённых в работе [2].

Рисунок 2 иллюстрирует АЧХ зонда с длинной линией без акустического фильтра при среднем (рабочем) давлении 1,1 МПа, температуре $T = 300$ К, длине подводящего канала 2 м с диаметром 4 мм, длине согласующего трубопровода 30 м с диаметром 4 мм и приведённым объёмом полости датчика 10 мм^3 . На рисунке здесь и далее обозначено: $M(f) = |p_2 / p_1|$ - модуль частотной функции зонда.

Из рисунка 2 следует, что на низких частотах (до 60 Гц) наблюдается значительная неравномерность амплитудно-частотной характеристики зонда. Пилообразный характер АЧХ зонда связан с тем, что датчик давления воспринимает суммарный колебательный процесс, обусловленный отражением резонансных волн как от конца длинной линии (низкочастотный «частокол» на АЧХ), так и от самого себя волн в подводящем трубопроводе (высокочастотная огибающая «частоккола» на АЧХ).

На рисунке 3 – рисунке 5 представлены результаты вычислительного эксперимента по определению АЧХ усовершенствованного акустического зонда, включающего корректирующее устройство в виде длинной линии (см. рисунок 2) и RC-фильтра с объёмом полости фильтра $0,5 \cdot \text{дм}^3$ и сопротивлением дросселя $Z_{\phi} = 3,47 \cdot 10^8 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м}^3$.

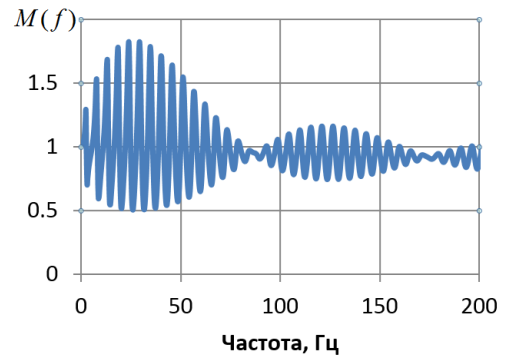


Рисунок 2. Расчётная амплитудно-частотная характеристика акустического зонда с волноводом и корректирующей длинной линией

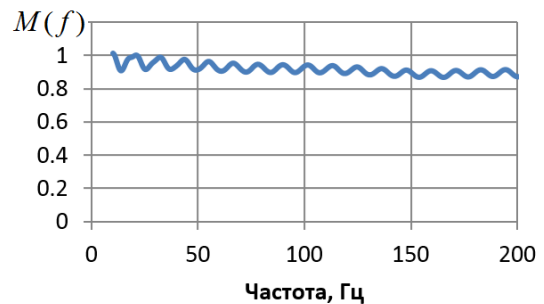


Рисунок 3. Расчётная амплитудно-частотная характеристика акустического зонда с однородным волноводом, корректирующей длинной линией и RC-фильтром при рабочем давлении 1,1 МПа

График на рисунке 3 иллюстрирует более чем в 10 раз снижение неравномерности АЧХ зонда в области низких частот в случае применения новой схемы коррекции на расчётном режиме, когда сопротивление фильтра соответствует волновому сопротивлению длинной линии.

В свою очередь рисунки 4 и 5 иллюстрируют возможности новой схемы при 20 % отклонении рабочего давления в сторону как увеличения, так и уменьшения.

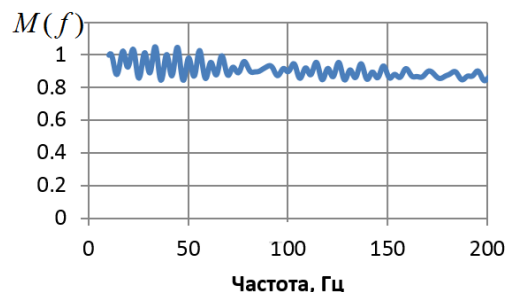


Рисунок 4. Расчётная амплитудно-частотная характеристика акустического зонда с волноводом, корректирующей линией и RC-фильтром при рабочем давлении 0,88 МПа

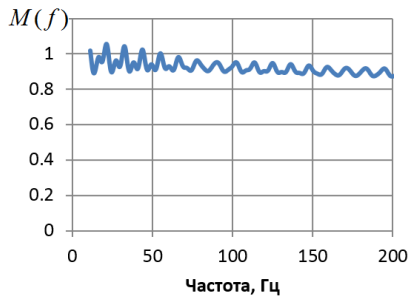


Рисунок 5. Расчётная амплитудно-частотная характеристика акустического зонда с однородным волноводом, корректирующей длинной линией и RC-фильтром при рабочем давлении 1,32 МПа

Из графиков видно, что суммарная неравномерность на нерасчётных режимах работы по рабочему давлению не превышает +5 % и -13 % в диапазоне частот от нуля до 200 Гц, тогда как неравномерность АЧХ с одной только длинной линией составляет +80 % и -50 % в том же частотном диапазоне.

4. Конструктивная реализации усовершенствованного зонда пульсаций давления

Усовершенствованная схема коррекции АЧХ зонда пульсаций давления получила конструктивную реализацию, описанную в патенте на полезную модель [18] (рисунок 6).

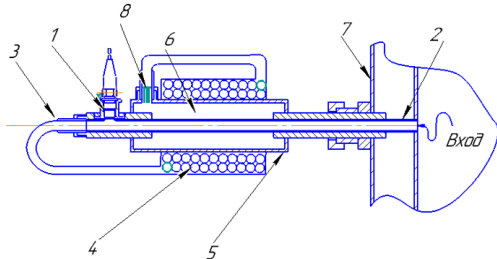


Рисунок 6. Усовершенствованный зонд для измерения пульсаций давления газа с корректирующим элементом в виде длинной линии с RC-фильтром на конце

Зонд пульсаций давления, представленный на рисунке 6, состоит из датчика пульсаций давления 1, подключенного с одной стороны к выходу подводящего трубопровода 2, а с другой стороны к входу согласующего трубопровода 3, намотанного в виде бухты 4 на корпус 5, внутренняя полость которого

представляет собой замкнутую камеру 6 (ёмкость RC-фильтра). Вход подводящего трубопровода 2 подключен к объекту испытаний 7, в котором предполагается измерение пульсаций давления. Согласующий трубопровод 3 выполнен с проходным сечением, равным проходному сечению подводящего трубопровода 2. На конце согласующего трубопровода 3 установлен дросселирующий элемент 8, например из материала МР [3], выход которого соединён с камерой 6. Акустическое сопротивление Z_{ϕ} дросселя 8 равно волновому сопротивлению $Z_e = \rho \cdot c/S$ подводящего трубопровода 2, где ρ – плотность газа; c – скорость распространения звука в подводящем 2 и согласующем 3 трубопроводах; S – площадь проходного сечения подводящего трубопровода 2.

Устройство работает следующим образом. Пульсации давления газа с объекта испытаний 7 передаются на вход подводящего трубопровода, распространяясь по нему до датчика пульсаций давления 1 и далее входят в согласующий трубопровод 3 с RC-фильтром на конце. Пульсации давления, распространяясь по согласующему трубопроводу 3, постепенно затухают и достигают дросселя 8. Так как дроссель 8 обладает сопротивлением, равным акустическому волновому сопротивлению согласующего трубопровода 2, то остаточные пульсации давления, не погашенные полностью по его длине, гасятся (без отражения) на акустическом RC-фильтре. При этом исключается возникновение низкочастотных резонансных колебаний давления газа в измерительной цепи, что предотвращает искажение воспринимаемых датчиком пульсаций давления.

5. Основные выводы

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Предложена схема усовершенствованного акустического зонда пульсаций давления с корректирующим

элементом в виде свёрнутого в катушку длинного трубопровода с проходным сечением, равным сечению подводящего канала и дополненного акустическим РС-фильтром на конце.

2. На основе расчётов установлено, что применение предложенной схемы зонда пульсаций давления с минимизацией неравномерности амплитудно-частотной характеристики в области низких частот существенно расширяет его частотный диапазон.

3. В рамках патента на полезную модель представлена конструктивная реализация предложенной схемы коррекции амплитудно-частотной характеристики зонда с длинной линией и акустическим РС-фильтром.

4. Зонд с корректирующей длинной линией и акустическим РС-фильтром может найти применение для измерения пульсаций давления при доводочных испытаниях ГТД.

Список использованных источников

[1] Чигрин В. С. Исследование методов обнаружения неустойчивых режимов работы осевых компрессоров с использованием анализа вибраций / В. С. Чигрин, С. В. Епифанов, Ф. Мохаммадсадеги // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2015. - № 6(7). - С. 23-34.

[2] Фурлетов В. И. Определение частотной характеристики измерительной системы «датчик колебаний давления-волновод» при повышенных параметрах газа / В. И. Фурлетов, А. Н. Дубовицкий, Г. С. Ханян // Развитие средств и методов испытаний авиационных двигателей (Сборник статей). - М.: ЦИАМ, 2010. - 252 с.

[3] Шорин В. П. Гидравлические и газовые цепи передачи информации / В. П. Шорин, А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров. - М.: Машиностроение, 2000. - 328 с.

[4] Шорин В. П. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления / В. П. Шорин, Е. В. Шахматов, А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. - 132 с.

[5] Варшавский Л. А., Федорович В. Н. Акустический зонд: пат. СССР № 49969; опублик. 1936.

[6] Eamon P. G., Walter J. S., Robert J. N., Fei Han Dynamic pressure probe holder and method of obtaining a dynamic pressure signal, United States Patent No.: US 2004/0168520 A1.

[7] Шорин, В. П. Разработка и экспериментальное исследование частотных характеристик акустических зондов для измерения пульсаций давления в газогенераторе / В. П. Шорин, А. Г. Гимадиев, Н. Д.

Быстров, С. А. Ильинский, Т. Г. Александрова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева (национального исследовательского университета), 2012. - №3(34)-2. - С. 269-274.

[8] Zinn H., Noiray N., Schuermans B., Pahari D., Rajkovic D. Prob for measuring pressure oscillations in the combastor of a gas turbine, United States Patent No.: US 2015/0268121 A1.

[9] Brehm A., Evers W., Wetter H., Zinn H. Probe for measuring pressure vibrations, United States Patent No.: US 6550336 B2.

[10] Богданов В. В. Влияние пульсаций потока в самолетных воздухозаборниках на работу компрессора ТРД (по материалам иностранной печати за 1966-1972гг.) / В. В. Богданов, А. Г. Кукинов, А. К. Хвостова, Н. И. Куканова // Обзор ЦАГИ. - М.: ЦАГИ, 1973. - № 400. - 166 с.

[11] Zinn H. Developments and experiences with pulsation measurements for heavy-duty gas turbines / H. Zinn, M. Habermann // Proceedings of the ASME Turbo Expo. - 2007. - Vol. 1. - P. 639-648.

[12] Englund D. R. The infinite line pressure probe / D. R. Englund, W. B. Richards // NASA Technical Memorandum. -1984. - No. 83582.

[13] Федорович В. Н. Акустический зонд / Федорович В. Н., Салтыков С. Я. // Журнал технической физики. - 1939. - Т. 9. - Вып. 8. - С. 737-742.

[14] Gimadiev A. Correcting frequency characteristics of pressure pulsations probes (review) / A. Gimadiev, N. Bystrov, D. Stadnik // 24th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2017, 23-27 July. - London, 2017. - Vol. 4. - P. 3015-3022.

[15] Гимадиев А. Г. Анализ схем коррекции динамических характеристик акустических зондов для измерения пульсаций давления в газотурбинных двигателях / А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров, Е. С. Дягилева // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. - 2018. - Т. 17. - № 3. - С. 56-67.

[16] Шорин В. П. О разработке компактных акустических зондов для измерения пульсаций давления в ГТД / В. П. Шорин, А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров // Динамика и виброакустика машин: Сб. трудов 2-й международной научно-технич. конф. - Самара, 2014. - С. 486-492.

[17] Гимадиев А. Г. Разработка методики и программы расчёта неоднородных газовых измерительных цепей / А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров, А. В. Устинов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева. - 2012. - №3 (34). - Ч. 2. - С. 263-268.

[18] Гимадиев А. Г., Дягилева Е. С., Касьянов С. А., Быстров Н. Д. Устройство для измерения пульсаций давления газа: пат. на полезную модель РФ № 184246 получен 26.10.2018.

ABOUT IMPROVEMENT OF THE SCHEME OF CORRECTION OF FREQUENCY CHARACTERISTICS OF PROBES FOR MEASUREMENT OF PULSATIONS OF PRESSURE IN GTE

**Asgat G. Gimadiev,
Nikolay D. Bystrov,
Arthur I. Safin**

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
gimadiev_ag@mail.ru

It is known that pressure pulsations affect the performance of power plants, including a gas turbine engine, reducing the reserve of gas-dynamic stability of the compressor, creating conditions for oscillatory combustion in the combustion chamber. When fine-tuning the engine in the context of the pressure pulsations there is need for measuring means working at extreme temperatures and vibrations. The most acceptable of these means is a probe consisting of a supply waveguide, a pressure pulsation sensor and a corrective element in the form of a long line. However, in the low frequency region there is an uneven amplitude-frequency characteristic of the probe, due to the influence of the reflected pressure waves from the closed end of the long line. It is proposed to install an acoustic RC-filter with resistance equal to the wave resistance of the long line at the output of a long line. The paper theoretically shows that such an improvement of the probe allows to expand the frequency range of measurement of pressure pulsations. The material of the article will be useful for specialists who develop and use tools for measuring pressure fluctuations in extreme conditions, for example, when developing gas turbine engines.

Key words: gas turbine engine; pressure pulsations; measurement; probe; dynamic error; correcting element; acoustic RC-filter

References

- [1] Chigrin, V.S., Epifanov, S.V. and Mohammadzadeh F. (2015), "Study of methods for the detection of unstable operation of axial compressors using vibration analysis", *East European journal of advanced technologies*, vol. 6, no. 7, pp. 23-34.
- [2] Furlotov, V.I., Dubovitsky A.N. and Hanyan, G.S. (2010), *Determination of the frequency characteristics of the measuring system "pressure oscillation sensor-waveguide" at elevated gas parameters*, Development of means and methods of testing of aircraft engines, Collection of articles, TsIAM, Moscow, Russia, 252 p.
- [3] Shorin, V.P., Gimadiev, A.G. and Bystrov, N.D. (2000), *Hydraulic and gas chains of information transmission*, Mechanical Engineering, Moscow, Russia, 328 p.
- [4] Shorin, V.P., Shakhmatov, E.V., Gimadiev, A.G. and Bystrov, N.D. (2007), *Acoustic methods and means of measuring pressure pulsations*, Samara state aerospace university, 132 p.
- [5] Warshawski, L.A. and Fedorovich, V.N. (1936), *Acoustic probe*, USSR, Pat. 49969.
- [6] Eamon, P.G., Walter, J.S., Robert, J.N. and Fei Han. *Dynamic pressure probe holder and method of acquiring a dynamic pressure signal*. United States, Pat. US 2004/0168520 A1.
- [7] Shorin, V.P., Gimadiev, A.G., Bystrov, N.D., Ilyinsky, S.A. and Alexandrova, T.G. (2012), "Development and experimental study of frequency characteristics of acoustic probes for measuring pressure fluctuations in the gas generator", *Vestnik of samara university. Aerospace and mechanical engineering*, no. 3-2(34), pp. 269-274.
- [8] Zinn, H., Noiray, N., Schuermans, B., Pahari, D. and Rajkovic, D. *Prob for measuring pressure oscillations in the combastor of a gas turbine*, United States Pat. US 2015/0268121 A1.
- [9] Brehm, A., Evers, W., Wetter, H. and Zinn, H. *Probe for measurement vibrations*, United States Pat. US 6550336 B2.
- [10] Bogdanov, V.V., Kalinov, A.G., Khvostov, A.K. and Kukanov, A.N. (1973), "The effect of pulsation flow in aircraft inlet on the compressor turbojet engine (on materials of the foreign press for 1966-1972)", *TSAGI*, no. 400, Moscow, Russia, 166 p.
- [11] Zinn, H. and Habermann, M. (2007), "Developments and experiences with pulsation measurements for heavy-duty gas turbines", *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, vol. 1, pp. 639-648.
- [12] Englund, D.R. and Richards, W.B. (1984), *The infinite line pressure probe*, NASA Technical Memorandum, No. 83582.
- [13] Feydorovits, V.N. and Saltykov, S.J. (1939), "Akusticheskiy zond", *Technical physics*, vol. 9, no. 8, pp. 737-742.

[14] Gimadiev, A., Bystrov, N. and Stadnik, D. (2017), "Correcting frequency characteristics of pressure pulsations probes", *24th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2017*, London, United Kingdom, 23 - 27 July 2017, vol. 4, pp. 3015-3022.

[15] Gimadiev A.G., Bystrov N.D. and Dyagileva E.S. (2018), "Analysis of schemes of correction of dynamic characteristics of an acoustic probe for measuring pressure pulsations in gas turbine engines, *Vestnik of Samara University, Aerospace engineering, technology and mechanical engineering*, vol. 17, no. 3, pp. 56-67.

[16] Shorin, V.P., Gimadiev, A.G. and Bystrov, N.D. (2014), "About development of compact acoustic probes for measurement of pressure pulsations in GTE", *V. SB. proceedings of the 2nd international scientific and technical. Conf. "Dynamics and vibroacoustics of machines"*, Samara, Russia, 15-17 September 2014, vol. 2, pp. 486-492.

[17] Gimadiev, A.G., Bystrov, N.D. and Ustinov, A.V. (2012), "Development of methods and programs for calculation of heterogeneous gas measuring circuits", *Vestnik of Samara state aerospace University*, no. 3(34), part 2. pp. 263-268.

[18] Gimadiev, A.G., Dyagileva, E.S., Kasyanov, S.A. and Bystrov, N.D. (2018), *A device for measuring pressure pulsation of the gas*, Patent for useful model RF № 184246.

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДИНАМИКИ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ САТЕЛЛИТА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА

М.И. Курушин,
В.Б. Оссиала

Самарский национальный
исследовательский университет
им. академика С.П. Королева.
443086, Россия, г. Самара.
Московское шоссе, 34.
ossialav@gmail.com

В работе кратко рассмотрена методика расчёта динамики роликовых подшипников качения сателлитов дифференциальных редукторов турбовинтового двигателя, найдено распределение усилий по телам качения и, рассчитано на долговечность по контактным напряжениям; определены толщины смазочных слоёв в контактах тел качения с кольцами с перемычками сепаратора, а также в контакте сепаратора с центрирующими поверхностями колец подшипника; определены скорости скольжения в контактах и, как следствие, оценена опасность заедания.

Ключевые слова: Роликовый подшипник качения; сателлит; турбовинтовой редуктор; сепаратор; гидродинамический режим; центробежная сила

1 Введение

В настоящее время проводится, ряд исследований по расчёту роликовых подшипников, таких как: исследование динамики зубчатых систем с учётом податливости опоры, динамический нелинейный анализ цилиндрических роликоподшипников с податливыми кольцами, численное динамическое моделирование сепаратора подшипника по контактным напряжениям методом конечных элементов [1,2,3]. При этом разработаны методики определения долговечности подшипников качения с фторопластовым сепаратором с учётом износа и разрушения сепаратора, долговечности по выкрашиванию и изломной прочности заклёпок текстолитового сепаратора подшипника трансмиссии вертолёта [4,5].

Также рассмотрены расчёт толщин смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения, метод контроля вибрации и причины возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором [6,7,8,9].

В данной методике рассматриваются расчёты роликовых подшипников качения сателлитов двух вариантов

дифференциальных редукторов: дифференциальные редукторы турбовинтового двигателя (подшипник сателлита расположен в водиле – вращается внутреннее кольцо подшипника сателлита), как было показано на рисунке 1, и дифференциальные редукторы турбовинтовентиляторного двигателя (подшипник сателлита расположен на оси внутри сателлита – вращается наружное кольцо подшипника сателлита), как было показано на рисунке 2.

Изложенная методика расчёта позволяет рассчитывать: движение тел качения (роликов) и сепаратора в контактно-гидродинамическом режиме; находить распределение усилий по телам качения и, следовательно, более точно рассчитывать их на долговечность по контактным напряжениям; определять толщины смазочных слоев в контактах тел качения с кольцами и с перемычками сепаратора, а также в контакте сепаратора с центрирующими поверхностями колец подшипника; определять скорости скольжения в контактах и, как следствие, оценивать опасность заедания; определять усилия на сепаратор как за счёт взаимодействия с телами качения, так и за счет центробежных сил, как в относительном движении центробежных и

кориолисовых сил в переносном вращении вместе с водилом; учитывать влияние погрешностей изготовления элементов подшипника – радиальные биения, разноразмерности тел качения и другие неточности изготовления элементов подшипников[10].

2 Постановка задач

При расчёте, было принято несколько допущений, таких как: движение тел качения и сепаратора принято плоским; сепаратор принят абсолютно жёстким на изгиб, но зато контактно податливым как с кольцами, так и с роликами. Тела качения и сепаратор находятся в сложном движении (двойное вращение) – они вращаются как относительно оси подшипника, так и

относительно оси водила, то есть имеют переносное вращение, вследствие чего на них действуют кориолисовы силы инерции. Поэтому при составлении дифференциальных уравнений движения роликов и сепаратора используем метод кинестатики т.е. водило принимаем неподвижным, действием центробежных и кориолисовых сил инерции переносного вращения пренебрегаем. Уравнения движения центров масс роликов принимаем в полярной системе координат с началом в центре наружного кольца подшипника. Но можно учитывать и возмущающее влияние перемещения и водила редуктора. По найденным усилиям взаимодействия роликов с сепаратором, а также сепаратора с кольцами можно рассчитать их на прочность методами конечных элементов.

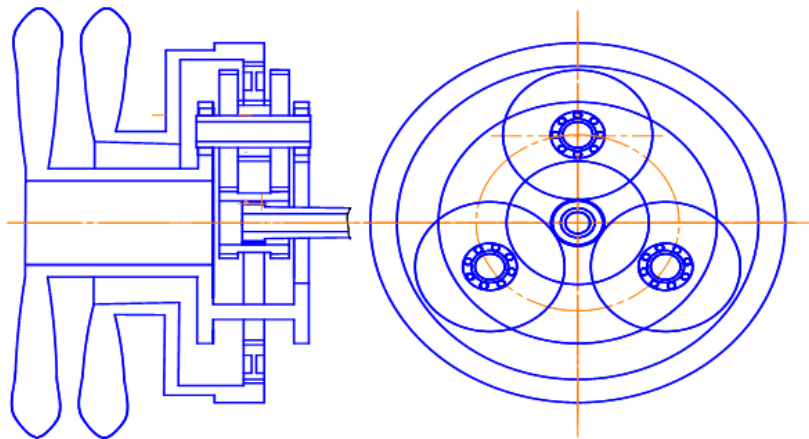


Рисунок 1. Схема дифференциального редуктора турбовинтового двигателя

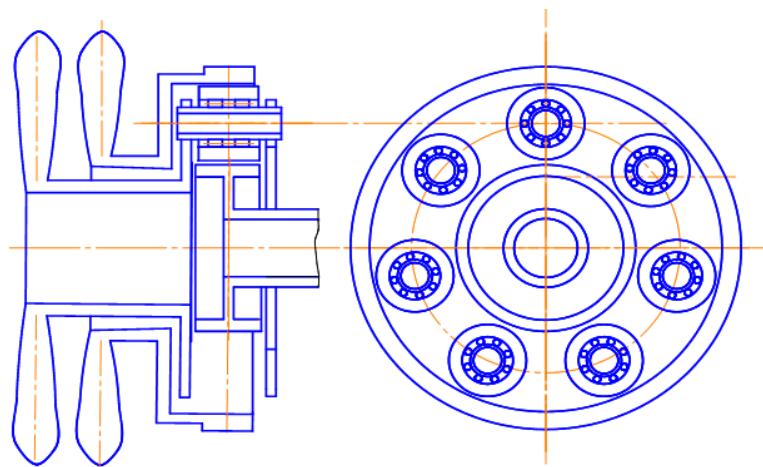


Рисунок 2. Схема дифференциального редуктора турбовинтовентиляторного двигателя

Математическая модель подшипника качения в данной работе изложена в основном без вывода, с краткими комментариями.

Уравнения движения центров масс роликов в относительном движении приняты в полярной системе координат с началом в центре наружного кольца подшипника – рисунок 4. Надо еще раз отметить, что ролики трижды участвуют в относительных вращениях – относительно водила, относительно сепаратора и ещё вращаются относительно собственного центра масс.

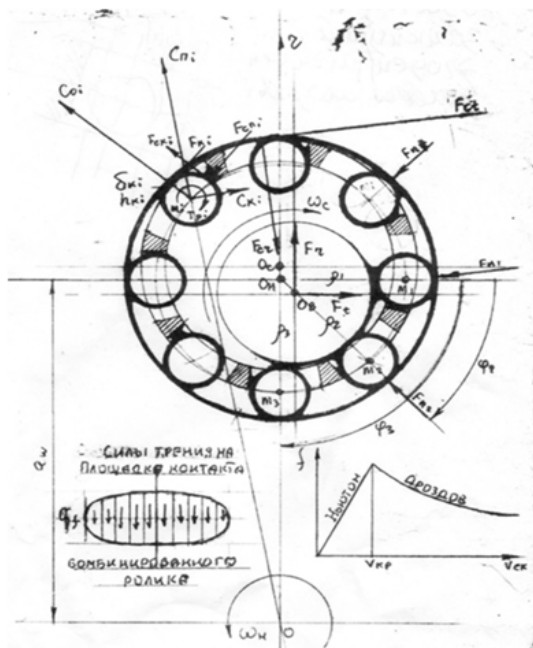


Рисунок 3. Усилия и гидродинамика роликового подшипника сателлита дифференциального редуктора

В радиальном направлении:

$$\frac{d\rho_i}{d\theta} = \frac{V_{ri}}{\omega_c} ;$$

$$\frac{dV_{ri}}{d\theta} = \frac{1}{m_i \cdot \omega_c} \cdot \left(\sum F_{RI} - \lambda_v \cdot V_{RI} \right)$$

В окружном направлении:

$$\frac{d\varphi_i}{d\theta} = \frac{\varpi_{\varphi i}}{\varpi_c} ;$$

$$\frac{d\varpi_{\varphi i}}{d\theta} = \frac{1}{m_i \cdot \rho_i} \cdot \left(\sum F_{\varphi i} - \lambda_\varphi \cdot \varpi_{\varphi i} \right).$$

Вращение ролика относительно собственного центра масс:

$$\frac{d\gamma_i}{d\theta} = \frac{\varpi_{\gamma i}}{\varpi_c} ;$$

$$\frac{d\varpi_{\gamma i}}{d\theta} = \frac{1}{J_{pi}} \cdot \left(\sum T_{\gamma i} - \lambda_\gamma \cdot \varpi_{\gamma i} \right).$$

Здесь, согласно рисунок 4:

ϖ_c - угловая скорость вращения сателлита относительно водила;

ρ_{wi}, φ_i - полярные координаты центра массы ролика;

$V_{ri}, \varpi_{\varphi i}$ - радиальная (линейная) и угловая скорости движения центра массы ролика в полярной системе координат;

$\gamma_i, \varpi_{\gamma i}$ - угол поворота и угловая скорость вращения ролика относительно собственного центра массы;

θ - угол поворота внутреннего кольца подшипника сателлита;

$\lambda_v, \lambda_\varphi, \lambda_\gamma$ - коэффициенты вязкого демпфирования движения роликов (принимаются);

$\sum F_{RI}, \sum F_{\varphi i}, \sum T_{\gamma i}$ - суммы усилий и моментов на ролик, приведённых к центру массы ролика и действующим по координатным направлениям.

Контактная деформация ролика с внутренним и наружным кольцами определяется по формулам (1):

$$\left. \begin{aligned} \delta_{Bi} &= R_{Bi} + h_{Bi} + \frac{D^{wi}}{2} - R_{Oi} * \\ &* \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{x_B \cdot \sin(\theta_{Oi}) + y_B \cdot \cos(\theta_{Oi})}{R_{Oi}} + \frac{x_B^2 + y_B^2}{R_{Oi}^2}} \\ \delta_{Hi} &= -R_{Hi} + h_{Hi} + \frac{D^{wi}}{2} + R_{Oi} * \\ &* \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{x_H \cdot \sin(\theta_{Oi}) - y_H \cdot \cos(\theta_{Oi})}{R_{Oi}} + \frac{x_H^2 + y_H^2}{R_{Oi}^2}} \end{aligned} \right\} (1)$$

Если не учитывать перемещения центра наружного кольца подшипника вместе с водилом, то:

$$\delta_{Hi} = -R_{Hi} + h_{Hi} + \frac{D_{wi}}{2} + R_{Oi};$$

при $(x_H = 0, y_H = 0)$,

здесь R_{Oi} - расстояние центра масс ролика до центра наружного кольца (рисунок 4).

Радиус кривизны профиля желоба внутреннего кольца в радиальной плоскости:

$$R_{rBi} = \frac{D_{wi}}{2}$$

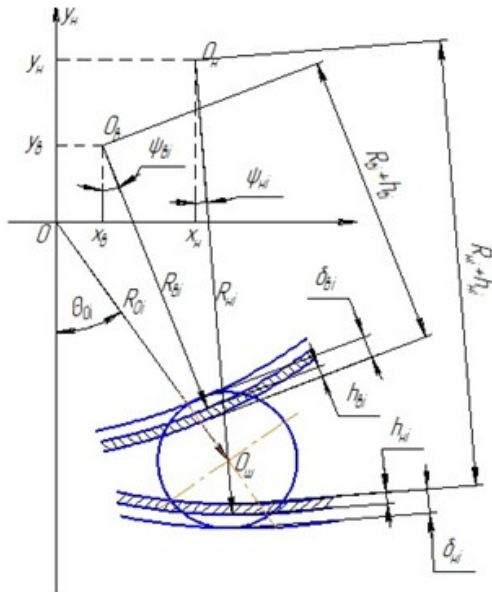


Рисунок 4. Геометрические соотношения в смазываемом роликовом подшипнике

Радиус кривизны профиля желоба внутреннего кольца в радиальной плоскости:

$$R_{rBi} = \frac{D_{wi}}{2}$$

Радиус кривизны профиля желоба наружного кольца в радиальной плоскости:

$$R_{rHi} = \frac{D_{Hi}}{2}$$

Параметры кривизны профиля в точках контакта ролика: с внутренним и наружным кольцами:

$$\sum \rho_{Bi} = \frac{2}{D_{wi}} \cdot \frac{d_m}{d_m - D_{wi}};$$

$$\sum \rho_{Hi} = \frac{2}{D_{wi}} \cdot \frac{d_m}{d_m + D_{wi}}.$$

Радиусы беговых дорожек в точках контакта роликов: с внутренним и наружными кольцами:

$$R_{Bi}^K = \frac{D_{Bi}}{2}; R_{Hi}^K = \frac{D_{Hi}}{2}.$$

Суммарные кривизны в точках контакта роликов: с внутренним и наружными кольцами:

$$\sum \lambda_{Bi} = \frac{1}{D_{wi}} + \frac{2}{D_{Bi}}; \sum \lambda_{Hi} = \frac{1}{D_{wi}} + \frac{2}{D_{Hi}}.$$

При определении нормальных усилий в контактах комбинированных роликов с кольцами используется формулы Герца для эллиптического контакта.

По найденным контактными деформациям можно определить усилия в контактах ролика с кольцами с внутренним и наружными кольцами:

$$N_{Bi} \cong C_B \cdot \delta_{Bi}; N_{Hi} \cong C_H \cdot \delta_{Hi},$$

здесь C_B и C_H - контактные жёсткости ролика соответственно с внутренним и наружными кольцами:

$$C = \frac{\pi}{1.207} \cdot \frac{l}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}.$$

В первом приближении можно принять, что $C \cong 1.43 \cdot E \cdot l$;

E - модуль упругости материалов ролика и колец;

l - контактная длина ролика.

Удельная нагрузка на единицу рабочей длины ролика: в контакте с внутренним и наружными кольцами:

$$q_{NBi} = \frac{N_{Bi}}{l}; q_{NHi} = \frac{N_{Hi}}{l}.$$

Ширина площадки контакта:

в контакте с внутренним кольцом:

$$b_{Bi} = \sqrt{\frac{16}{\pi} \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{q_{NBi}}{\sum \rho_{Bi}}};$$

в контакте с наружным кольцом:

$$b_{Hi} = \sqrt{\frac{16}{\pi} \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{q_{NHi}}{\sum \rho_{Hi}}}.$$

При определении сил трения от проскальзывания в контактах ролика сама

площадка контакта разбивается на полоски, по которым в зависимости от силы давления и скорости скольжения определяется сила трения – рисунок 3: $q_f = f \cdot q_n$.

Коэффициент трения (f) определяется по расчётно-экспериментальной зависимости Дроздова Ю. Н по формулам (2). [11]:

$$f = \frac{0,065 \cdot \sigma_i^{0,02} \cdot \left[10 + \lg \left(\frac{HB \cdot R_z}{E_{np} \cdot \rho_{np}} \right) \right]}{\gamma^{0,05} \cdot V_{\Sigma K}^{0,12} \cdot V_{ск}^{0,2}} ; \quad (2)$$

здесь σ_i - максимальное Герцевское напряжение на контактной “полоске”;

НВ – твёрдость по Бринеллю материала контактирующих тел;

R_z - шероховатость контактирующих тел;

E_{np} - приведённый модуль упругости контактирующих тел;

ρ_{np} - приведённый радиус кривизны контактирующих тел;

γ - кинематическая вязкость смазки;

$V_{\Sigma K}$ - суммарная скорость качения контактирующих тел;

$V_{ск}$ - скорость относительного проскальзывания контактирующих тел.

Приведённая зависимость для определения коэффициентов трения используется при скоростях скольжения больше критического значения:

$$V_{кр} = \frac{2 \cdot 10^5}{\sigma_{ш} \cdot \lg(\gamma)}.$$

Изменение касательных напряжений (τ) а, следовательно, и коэффициентов трения при скоростях скольжения меньше критических определяются по Ньютону – рисунок 3:

$$\tau = \mu_o \cdot \frac{V_{ск}}{h}$$

где μ_o - динамическая вязкость смазки; h – толщина смазочного слоя в контакте. Толщина смазочного слоя для каждой полоски определяется по формуле [3]:

$(U_a + U_b)$ - суммарная скорость качения ролика и кольца в контакте;

K_o – погонная нагрузка на ‘полоске’ контакта;

$(\lambda_a \pm \lambda_b)$ - приведённая кривизна ролика и беговой дорожки кольца в месте контакта;

При определении усилий взаимодействия роликов с окнами сепаратора в условиях смазки при небольших усилиях взаимодействия роликов и сепаратора принимаются формулы (3,4) гидродинамической теории смазки по Капице П. Л. [12,13]. Сила нормального давления ролика на перемычку сепаратора:

$$F_{POC} = 2,45 \cdot \frac{\mu \cdot V_{POC} \cdot r_r \cdot l}{h_{POC}}. \quad (3)$$

Коэффициент гидродинамического трения ролика в контакте с перемычкой сепаратора:

$$f_{POC} = 0,41 \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot V_{POC}}{F_{POC}}}.$$

Сила трения в контакте ролика с перемычкой сепаратора:

$$F_{JPO} = F_{POC} \cdot f_{POC}. \quad (4)$$

здесь μ - вязкость смазки;

$V_{POC} = (\omega_p + \omega_c) \cdot r_r$ - окружная скорость в контакте ролика с перемычкой сепаратора;

r_r - радиус ролика; l - длина ролика; h_{POC} - расстояние между роликом и сепаратором с каждой из сторон его окна. Момент сопротивления вращению ролика в окне сепаратора определяются по формуле (5):

$$M_{JPO} = F_{JPO} \cdot \frac{D_{wi}}{2} \quad (5)$$

С каждой стороны окна, толщина смазочного слоя h определяется относительно положения ролика в окне сепаратора.

Расчёты динамики роликовых подшипников сателлитов показали, что усилия в контактах роликов и сепаратора могут быть очень большими[8]. В таких случаях необходимо применять положения контактно гидродинамической теории смазки, в которой учитывается влияние деформации самих контактирующих тел [6].

Допущения, принятые в модели упругой системы: 1. контакт роликов и сепаратора

имитируется контактом двух поступательно перемещающихся относительно друг друга контактно податливых масс; 2. массы разделены масляной прослойкой; 3. взаимное перемещение масс происходит в условиях вибраций; 4. движение смазки в контакте принимается ламинарным, изотермическим и плоским с возможностью входа и выхода из контакта вдоль короткой стороны площадки контакта; 5. смазочный слой и контактные слои деталей в нормальном к ним направлении принимаются без инерционных, т.е. усилия в этом направлении передаются мгновенно; 6. смазка обладает Ньютоновскими свойствами. В результате решения дифференциального уравнения Рейнольдса для такого случая:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12 \cdot V(t).$$

При сделанных допущениях определяется гидродинамическое сопротивление взаимному перемещению масс:

$$F_z = -\mu \cdot L \cdot V(t) \cdot \left[\frac{b}{h - y(t)} \right]^3.$$

где p - давление в смазочном слое; μ - вязкость смазки; b - ширина площадки контакта; L - длина площадки контакта; $V(t)$ - скорости взаимного сближения - расхождения деталей; h - среднее расстояние между контактирующими деталями; $y(t)$ - текущее расстояние между контактирующими поверхностями деталей. Таким образом, в упругой системе возникают контактно гидродинамические усилия, пропорциональные скоростям взаимного перемещения контактирующих элементов и нелинейно зависящие от величины взаимного перемещения их по нормали друг к другу. Смазочная прослойка в контактах деталей возникает за счёт смачиваемости их материала и перекатывания контактирующих профилей зубьев. Толщина смазочного слоя в контакте h_0 в условиях качения определяется по формуле [4]:

$$h_0 = \frac{3,17 \cdot [\mu_0 \cdot (U_a + U_b)]^{0,75} \cdot n^{0,6}}{K_0^{0,15} \cdot (\lambda_a + \lambda_b)^{0,4}};$$

$$(\lambda_a + \lambda_b) = \frac{1}{\rho_a} + \frac{1}{\rho_b};$$

где ρ_a (м) - радиус кривизны ролика; $\rho_b = \infty$ - радиус кривизны перемычки сепаратора;

$U_a = r_{oa} \cdot \omega_a$ (м/с) - скорость качения ролика;

$U_b = r_{ob} \cdot \omega_b$ (м/с) - скорость качения сепаратора. Ширина площадки контакта:

$$b = 3,04 \cdot \sqrt{\frac{\rho_a \cdot \rho_b}{E \cdot L \cdot (\rho_a + \rho_b)}} \cdot F_C,$$

здесь E - приведённый модуль упругости контактирующих деталей; L мм - контактная длина ролика; F_C (Н) - усилие в контакте ролика и перемычки сепаратора.

За минимальные значения толщин смазочных слоёв принимались высоты шероховатости контактирующих поверхностей - $h = 0,002$ мм. Расчётные параметры для смазки (25% - МС-20 + 75% - трансформаторное) при рабочей температуре $t = 50^0$: $\mu_0 = 0,00146$ (кг·с/м²); $\nu \cdot 10^{-6} = 0,176$ (м²/кг).

Центробежная сила ролика в переносном вращении с угловой скоростью водила - ω_H согласно рисунку 3:

$$C_i = m_i \cdot x_i \cdot \omega_H^2, \quad \text{где}$$

$$x_i = \sqrt{\rho_i^2 \cdot \sin^2(\varphi_i) + (a_w - \rho_i \cdot \cos(\varphi_i))^2} -$$

расстояние центра массы ролика до оси водила. Тангенциальная составляющая центробежной силы ролика при переносном вращении:

$$C_{td} = m_i \cdot a_w \cdot \omega_H^2 \cdot \sin(\varphi_i).$$

Радиальная составляющая центробежной силы ролика при переносном вращении ролика:

$$C_{ri} = m_i \cdot (a_w \cdot \cos(\varphi_i) - \rho_i) \cdot \omega_H^2.$$

Кориолисова сила инерции ролика при переносном его вращении относительно оси водила определяется согласно рисунку 3. Расстояние центра массы ролика до оси водила:

$$x_i = \sqrt{\rho_i^2 + a_w^2 - 2 \cdot \rho_i \cdot a_w \cdot \cos(\varphi_i)}.$$

Окружная скорость ролика в относительном вращении около центра наружного кольца подшипника: $V_I = \rho_I \cdot \omega_{of}$;

где $\omega_{\phi l}$ - угловая скорость вращения ролика относительно центра наружного кольца подшипника. Проекция V_I на радиус-вектор переносного вращения:

$$C_{ki} = 2 \cdot m_i \cdot V_{ri} \cdot \omega_H = 2 \cdot m_i \cdot \omega_H \cdot \omega_{\phi l} \cdot \rho_l \cdot \frac{a_w}{x_i} \cdot \sin(\phi_i)$$

$$V_{RI} = V_I \cdot \sin(\beta_i);$$

$$\cos(\beta_i) = \frac{a_w \cdot \cos(\phi_i) - \rho_i}{x_i}.$$

Тангенциальная ее составляющая:

$$C_{k\tau i} = C_{KI} \cdot \cos(\beta_i) = 2 \cdot m_i \cdot \omega_H \cdot \omega_{\phi l} \cdot \rho_l * \frac{a_w \cdot \sin(\phi_i) \cdot (a_w \cdot \cos(\phi_i) - \rho_i)}{2};$$

Радиальная составляющая Кориолисовой силы инерции ролика при расчётах $\sum F_{RI}, \sum F_{\phi l}, \sum T_{\gamma l}$ - суммы усилий и моментов на ролик, приведённых к центру массы ролика и действующим по координатным направлениям:

$$C_{KRI} = C_{KI} \cdot \sin(\beta_i) = 2 \cdot m_i \cdot \omega_H \cdot \omega_{\phi l} \cdot \rho_l \cdot \left(\frac{a_w}{x_i} \cdot \sin(\phi_i) \right)^2$$

При относительном движении ролика вдоль своего радиуса:

$$\sum F_{RI} = N_{BI} - N_{HI} + F_{JPP1} - F_{JPP2} + C_{RI} + C_{\tau i} + C_{KRI}$$

здесь - $C_{RI} = m_i \cdot \rho_m \cdot \omega_r^2$ - центробежная сила ролика в относительном движении.

При относительном вращении ролика в окружном направлении:

$$\sum F_{\phi l} = F_{POC1} - F_{POC2} + C_d + C_{k\tau}.$$

При относительном вращении ролика относительно собственного центра масс –

$$\sum T_{\gamma i} = M_{JPOC}.$$

В таблице 1 приведены основные исходные параметры изделий, принятые в расчётах, радиальные и окружные усилия на подшипники, частоты вращения роторов двигателей, радиальные зазоры в подшипниках, зазоры плавания сепараторов, зазоры в окнах сепараторов с роликами, число и диаметр роликов, материал сепараторов (сепараторы стальные), смазка подшипников (вязкость и пьезокоэффициент), приняты одинаковыми. Передаточные отношения редукторов и длины роликов различные, скорости вращения винтов, а, следовательно, и водила редуктора, и длины роликов в изделии НК 93 больше, чем в изделии НК-12. Очень важный параметр – частота вращения водила в двигателе НК-93 в 2,67 раза больше, чем у двигателя НК-12.

На графиках рисунков 5...8 дополнительно показаны результаты расчётов, характеризующие особенности работоспособности редукторов изделий НК=93 и НК-12. Наверху - данные для изделия НК-12, а внизу - для НК-93.

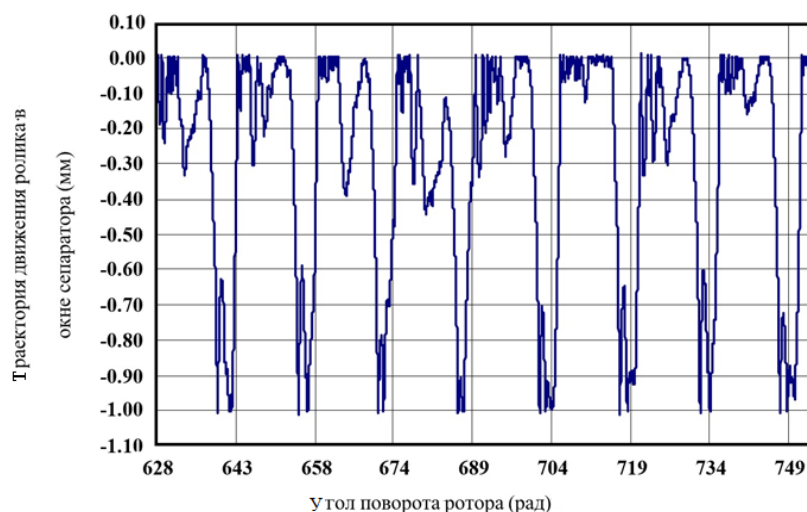


Рисунок 5. Траектория движения ролика в окне сепаратора – НК-12

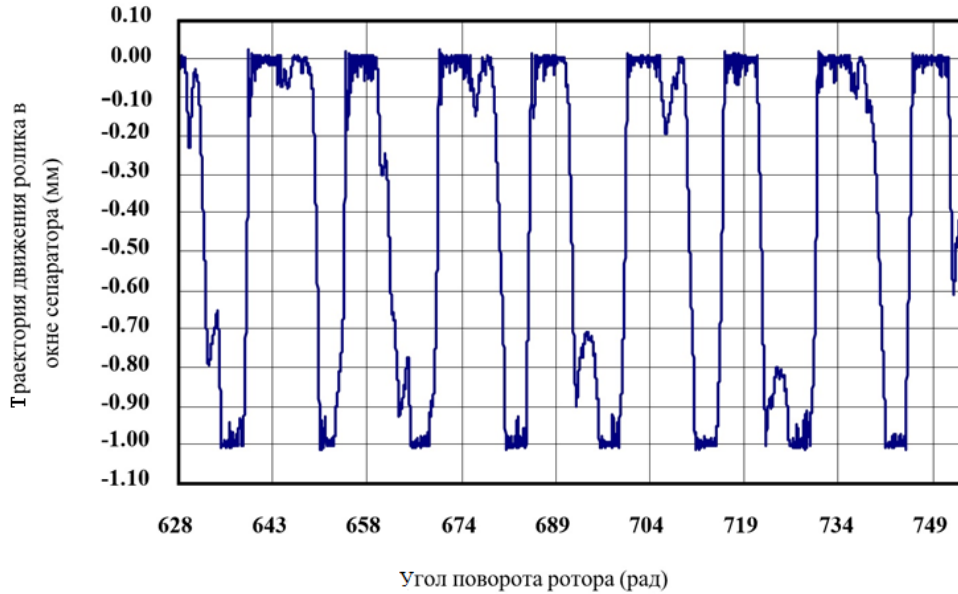


Рисунок 6. Траектория движения ролика в окне сепаратора – НК-93

На рисунках 5 и 6 показаны траектории движения роликов в окнах сепараторов. Видно, как ролики ударяются о переключки и от них отскакивают. В изделиях НК-12 ролики слабо ударяются на противоположную переключку, а в изделиях

НК-93 сильнее. Это связано с тем, что частота вращения и инерционные усилия в изделиях НК-93 значительно больше, чем в изделиях НК-12.

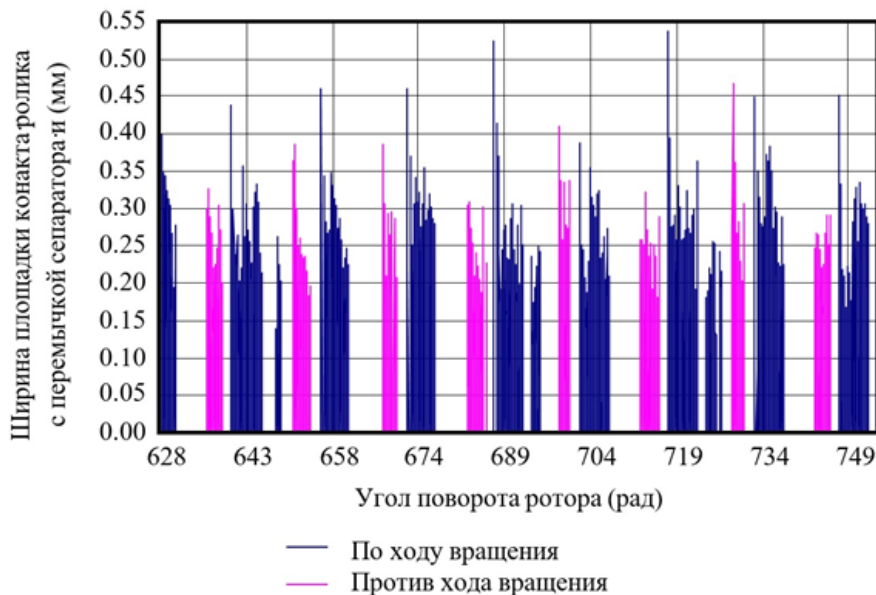


Рисунок 7. Ширина площадки контакта ролика с переключкой сепаратора – НК-12

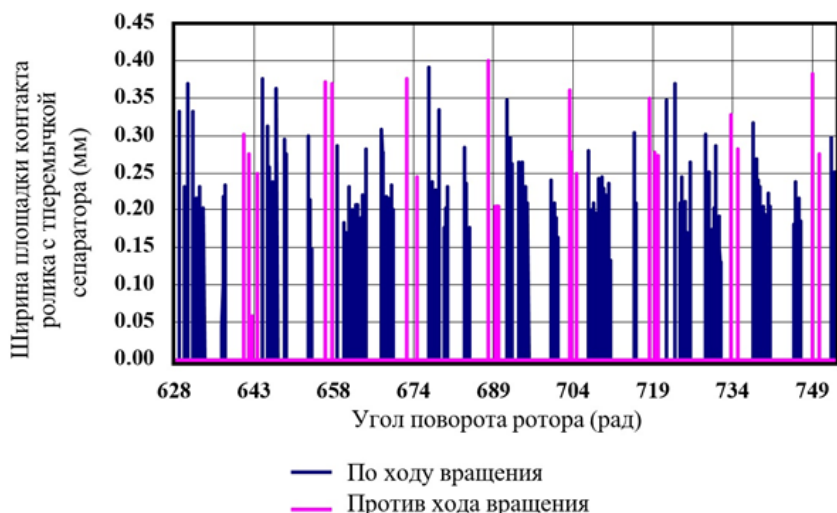


Рисунок 8. Ширина площадки контакта ролика с перемычкой сепаратора – НК-93

На рисунках 7 и 8 показаны значения ширины площадки контакта роликов с перемычками сепараторов. В изделиях НК-12 в заданном диапазоне оборотов ротора максимальные значения размеров площадок контакта - 0,40 мм, и приблизительно одинаковые с обеих сторон окон перемычек сепараторов [8].

В изделиях НК-93 максимальные значения размеров площадок контакта - 0,54 мм, с ведущей стороны, а с противоположной - 0,46 мм, больше, чем в изделиях НК-12. Это создаётся за счёт большей частоты вращения винтов и инерционных усилий в изделиях НК-93.

Таблица 1. Расчётные параметры изделий

| Параметры | Изделия | |
|--|---------|--------|
| | НК-12 | НК-93 |
| Межосевое расстояние (мм) | 201 | 189 |
| Частота вращения ротора (об./мин) | 8250 | 8250 |
| Передаточное число редуктора | 11,33 | 5 |
| Частоты вращения винтов (об/мин) | 728 | 1650 |
| Расчётная нагрузка в окружном направлении (Н) | -30000 | -30000 |
| Расчётная нагрузка в радиальном направлении Н) | -30000 | -30000 |
| Число роликов в подшипнике | 10 | 10 |
| Рабочий диаметр внутреннего кольца подшипника (мм) | 100 | 100 |
| Диаметр ролика (мм) | 24 | 24 |
| Длина ролика (мм) | 24 | 30 |
| Радиальный зазор в подшипнике (мм) | 0,022 | 0,022 |
| Радиальный зазор плавания сепаратора (мм) | 0,5 | 0,5 |
| Окружной зазор между роликом и перемычкой сепаратора (мм) | 0,5 | 0,5 |
| Шероховатость контактирующих поверхностей подшипников (мм) | 0,002 | 0,002 |

3 Заключение

1. Мы считаем, что в правильно смазываемых подшипниках качения в условиях вибраций при взаимном поступательном перемещении контактирующих поверхностей происходит контактно гидродинамическое демпфирование вибраций упругой системы. Между контактирующими элементами подшипника качения возникает смазочная прослойка, и они не только перекачиваются и скользят друг относительно друга, но и имеют изменяющуюся во времени скорость относительного перемещения по нормали к поверхностям контакта. Для того чтобы лучше понять и описать процесс сопротивления вибрациям и возможности возникновения (наклепа) в смазываемых контактах при относительном поступательном перемещении элементов подшипника, нами были приняты упрощенные контактно - гидродинамические модели [9].

2. При одинаковых подшипниках, одинаковых нагрузках и частотах вращения ротора долговечность подшипников по контактной усталости в изделии НК-93 в два раза больше, чем в изделии НК-12. Это в первую очередь за счёт большей длины роликов - в изделии НК-93 – 30 мм, а в изделии НК-12 = 24 мм.

3. При одинаковых подшипниках в изделиях НК-93 из-за частоты вращения винтов, а, следовательно, и водила, в 2,27 раза больше, чем в изделиях НК-12 усилия на сепаратор подшипников сателлитов изделия НК-93 по сравнению с изделием НК-12 больше, чем в два раза. Поэтому, чтобы выйти на уровень надежности как в изделиях НК-12, необходимо прочность материала сепараторов повысить в 2,27 раза.

Список использованных источников

[1] Kurushin M. Investigation of the Dynamics of Gear Systems with Consideration of a Pinion Support Flexibility / M. Kurushin, V. Balyakin, V. Ossiala // *Procedia Engineering*. - 2017. – Vol. 176. - P. 25-36.

[2] Leblanc A. Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings / A. Leblanc,

D. Nelias, C. Defaye // *Journal of Sound and Vibration*. – 2009. – Vol. 325, Issue 1-2. - P. 145-160.

[3] Yang Z. Numerical modeling of dynamic frictional rolling contact with an explicit finite element method / Z. Yang, X. Deng, Z. Li // *Tribology International*. – 2019. – Vol. 129. - P. 214-231.

[4] Balyakin, V. B. Calculating Life Spans of Bearings Taking into Consideration the Wear and Failure of PTFE Cages / V. B. Balyakin, E. P. Zhilnikov, C. K. Pilla // *Journal of Friction and Wear*. – 2018. – Vol. 39, Issue 1. - P. 19-23.

[5] Курушин М. И. Долговечности по выкрашиванию и изломной прочности заклёпок текстолитового сепаратора подшипника трансмиссии вертолётa / М. И. Курушин, А. М. Курушин, Е. П. Жильников // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)*. - 2011. - № 1 (25). - С. 76-85.

[6] Коднер Д. С. Расчет толщин смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения / Д. С. Коднер, М. И. Курушин, И. Д. Ратнер // *Материалы совещания. Зубчатые передачи авиационных изделий*. – 1968. - Вып.1. – С 112-134.

[7] Patel U. A. Nonlinear vibration prediction of cylindrical roller bearing rotor system modeling for localized defect at inner race with finite element approach / U. A. Patel, B. S. Naik // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. – 2017. – Vol. 231, Issue 4. - P. 647-657.

[8] Курушин М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М. И. Курушин, В. Б. Бальякин, А. М. Курушин // *Известия СНЦ РАН*. - 2014. - Т. 16, №4. - С. 152-158.

[9] Kurushin M. I. Methods of controlling vibration in elastic systems with gear / M. Kurushin, V. Balyakin, S. Kurushin // *Procedia Engineering: 2th Conference Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2014)*. – 2015. - Vol. 106. - P. 192-201.

[10] Wang H. Nonlinear dynamic modeling of rotor system supported by angular contact ball bearings / H. Wang, Q. Han, D. Zhou // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2017. – Vol. 85. - P. 1.

[11] Balyakin V. B. Study of the influence of ring misalignment in rolling bearings on frictional torque and the fatigue life of supports / V. B. Balyakin, E. P. Zhilnikov, B. B. Kosenok, A. V. Lavrin // *Journal of Friction and Wear*. – 2017. – Vol. 38, Issue 1. - P. 7-12.

[12] Капица П. Л. Гидродинамическая теория смазки при качении / П. Л. Капица // *Журнал технической физики*. – 1955. – Т. XXV. - Вып. 4. - С. 152-159.

[13] Zhou C. Dynamics of drive axle system with effects of input torque / C. Zhou, Q. Wang, W. Ding, L. Gui, Z. Fan // *Jixie Gongcheng Xuebao / Journal of Mechanical Engineering*. – 2016. – Vol. 52, Issue 2. - P. 134-143.

METHOD OF CALCULATION DYNAMICS ROLLER BEARINGS PINION DIFFERENTIAL GEAR

**Mikhail I. Kurushin,
Venceslas B.A. Ossiala**

Samara National Research University
443086, Russia, Samara,
34, Moskovskoye shosse,
ossialav@ gmail.com

In this paper, the method of calculating the dynamics of roller bearings of satellites of differential turbo-screw reducers is briefly considered. The distribution of forces on the rolling elements is found and their durability on the contact stresses. Determines the thickness of the lubricant layers in the contacts of the rolling elements with the rings of with the separator jumpers, as well as in the contact of the separator with the centering surfaces of the bearing rings; determines the sliding speed in the contacts and, as a consequence, assess the danger of jamming.

Key words: Roller bearing; pinion; turbo-prop gearboxes; separator; hydrodynamic regime; the centrifugal force

References

- [1] Kurushin, M., Balyakin, V. and Ossiala, V. (2017), "Investigation of the Dynamics of Gear Systems with Consideration of a Pinion Support Flexibility", *Procedia Engineering*, vol. 176, pp. 25-36.
- [2] Leblanc, A., Nelias, D. and Defaye, C. (2009), "Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 325, issue 1-2, pp. 145-160.
- [3] Yang, Z., Deng, X. and Li, Z. (2019), "Numerical modeling of dynamic frictional rolling contact with an explicit finite element method", *Tribology International*, vol. 129, pp. 214-231.
- [4] Balyakin, V.B., Zhilnikov, E.P. and Pilla, C.K. (2018), "Calculating Life Spans of Bearings Taking into Consideration the Wear and Failure of PTFE Cages", *Journal of Friction and Wear*, vol. 39, issue 1, pp. 19-23.
- [5] Kurushin M.I., Kurushin A.M. and Zhilnikov E.P. (2011), "Serviceability of the rolling contact of rings and bending strength of textolite cage rivets of ball bearings in helicopter transmission", *Vestnik of the Samara State Aerospace University* ("Vestnik SSAU") academician S. P. Korolev (national research University), no. 1 (25), pp. 76-85.
- [6] Kogner, D.S., Kurushin, M.I. and Ratner, I.D. (1968), "Raschet tolshchin smazochnovo sloya v zubchatykh peredachakh I padshipnikakh kacheniya", *Materialy soveshchaniya. Zubchatye peredachi aviatsionnykh izdeliy*, vol. 1, pp. 112-134.
- [7] Patel, U.A. and Naik, B.S. (2017), "Nonlinear vibration prediction of cylindrical roller bearing rotor system modeling for localized defect at inner race with finite element approach", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 231, issue 4, pp. 647-657.
- [8] Kurushin, M.I. Balyakin, V.B. and Kurushin, A.M. (2014), "Eksperimental'nye issledavanya pritsin vobuzhdeniya kolebaniy elementov nurbovintovogo dvigatelya s differentsial'nym reduktorom" [Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox], *Izvestiya Snc.RAN.*, vol. 16, no. 4, pp. 152-158 (in Russian).
- [9] Kurushin, M.I., Balyakin, V.B. and Kurushin, S.A. (2015), "Methods of controlling vibration in elastic systems with gear, 2th Conference Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2014), *Procedia Engineering*, vol. 106, pp.192-201.
- [10] Wang, H., Han, Q. and Zhou, D. (2017), "Nonlinear dynamic modeling of rotor system supported by angular contact ball bearings", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 85, pp. 1.
- [11] Balyakin, V.B., Zhilnikov, E.P., Kosenok, B.B. and Lavrin, A.V. (2017), "Study of the influence of ring misalignment in rolling bearings on frictional torque and the fatigue life of supports", *Journal of Friction and Wear*, vol. 38, issue 1, pp. 7-12.
- [12] Kapitsa, P.L. (1995), *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki pri kachenii*, Zhurnal tekhnicheskoy fiziki, vol. XXV, issue 4, pp. 152-159.
- [13] Zhou, C., Wang, Q., Ding, W., Gui, L. and Fan, Z. (2016), "Dynamics of drive axle system with effects of input torque", *Jixie Gongcheng Xuebao/Journal of Mechanical Engineering*, vol. 52, issue 2, pp. 134-143.

Ю.И. Кондрашов,
Е.Н. Ермилова,
А.Н. Видяскина,
Р.П. Архипов

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королева
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
ermilova6488@gmail.com

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КОНСТРУКТИВНОЙ НАДЁЖНОСТИ АГРЕГАТОВ

В статье предлагаются меры повышения надежности и долговечности агрегатов при нестандартных условиях эксплуатации, состоящие в одновременном внедрении различных технологических процессов и конструктивных решений.

Ключевые слова: Надёжность; долговечность; азотирование; коррозионно-стойкое графитовое покрытие; шлифование; пластическое деформирование; алмазное выглаживание; уплотнение; фторопласт

1 Введение

Научно-технический прогресс в авиационном агрегатостроении должен базироваться на современных методах конструирования и технологических процессах, обеспечивающих создание надёжных, экономичных, высокотехнологичных агрегатов.

Некоторые вопросы, связанные с обеспечением долговечности и надёжности агрегатов при нестандартных условиях эксплуатации, можно зачастую решать путём внедрения различных технологических процессов. Это позволяет расширить диапазон применения материалов деталей агрегатов с минимальными экономическими затратами.

2 Теоретические исследования

Известно, что для обеспечения работоспособности контактирующих деталей при возвратно-поступательном движении, работающих в условиях сухого трения и высоких температур $+660^{\circ}\text{C}$, необходимо обеспечить контактирующие поверхности деталей твердостью $\text{HRC} > 56$ при сохранении вязкой сердцевины детали. Это обычно достигается химико-термической обработкой поверхности путём цементации или азотирования. Для сплава X12H22T3P, рекомендуемого для применения при таких температурах,

получение такой твёрдости обеспечивает азотирование. На качество азотирования существенно влияет бальность зерна, которая зависит от диаметра заготовки (прутка) детали, режимов термической обработки. По ГОСТ 5639-82 зерна бальности NN 1-5 являются крупными, NN 6-15 относятся к мелким (рисунок 1). Крупнозернистая сталь более склонна к закалочным трещинам, деформации и короблению.

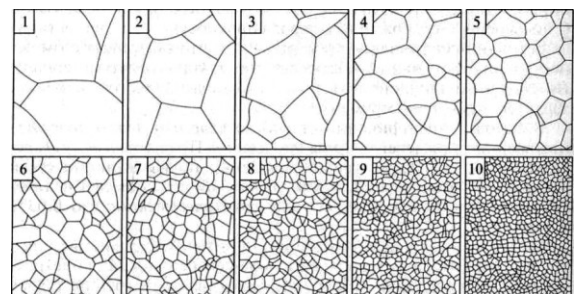


Рисунок 1. Бальность зерна в металлах

При бальности < 5 (диаметр заготовки > 80 мм) в процессе эксплуатации с азотируемой поверхности детали происходит выкрашивание по границам зёрен. Таким образом, создаются условия развития коррозионных процессов, а в условиях динамики нагрузений и усталостных процессов разрушения. Нанесение поверх азотированного слоя коррозионно-стойкого графитового покрытия решило одновременно две задачи: обеспечение смазки в условиях сухого трения и закрытие

всех потенциальных очагов возникновения и распространения коррозионных процессов. Графит мелкодисперсной фракции наносился толщиной 10-14 мкм, а затем спекался, образуя защитную пленку. Такая технология защиты деталей (позиции 1,2 на рисунке 2) от воздействия воздушной среды с температурой до +660°C позволила обеспечить длительную эксплуатацию комбинированного регулятора наддува системы кондиционирования самолёта.

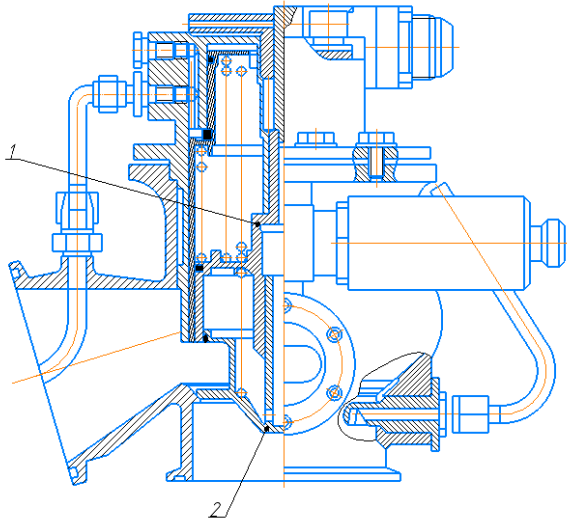


Рисунок 2. Комбинированный регулятор наддува:
1 - поршень; 2 – клапан

Основные технические данные: рабочая среда - воздух, температура рабочей среды - до +660°C, температура окружающей среды - ±60°C, расход воздуха - от 600 до 7500 кг/час, давление на "входе" - до 1,8 МПа, давление на "выходе" - 0,38...0,45Мпа

Механическая обработка конструкционных материалов в ходе изготовления вносит существенные изменения в строение и свойства поверхностных слоёв. Одна из причин - упругая и пластическая деформация. При механическом воздействии интенсивно образуются и перемещаются дислокации, возникают новые структуры, связанные с измельчением и ориентацией зёрен. [3]

Очень важную роль в формировании контактирующих поверхностей агрегатов, влияющих на конструктивную надёжность в условиях длительной эксплуатации агрегатов и при воздействии знакопеременных нагрузений, играет алмазное выглаживание. При выглаживании

обычно используют одну из рекомендуемых схем (рисунки 3, 4)

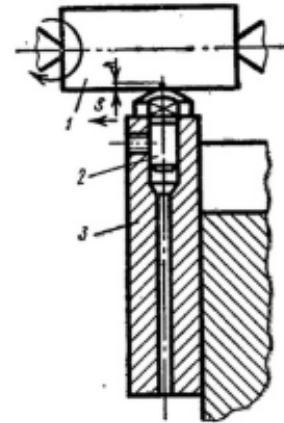


Рисунок 3. Схема жёсткого выглаживания:
1 - валик, 2 - выглаживатель, 3 - державка, S - глубина внедрения выглаживания

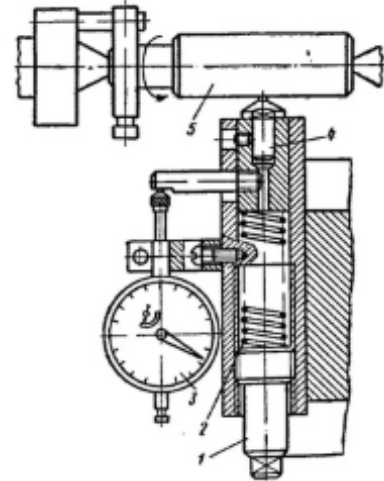


Рисунок 4. Схема выглаживания пружинной державкой:

1 - винт, 2 - тарированная пружина, 3 - индикатор, 4 - выглаживатель, 5 - деталь

Выглаживание с жёстким закреплением выглаживателя может быть рекомендовано для обработки особо точных деталей на станках повышенной точности за одну установку с предшествующей обработкой, либо одновременно с предшествующей обработкой (например, одновременное точение и выглаживание).

Более простой и удобный способ – Выглаживание с упругим закреплением инструмента. Для такого способа выглаживания характерно упругое прижатие инструмента к обрабатываемой детали с помощью пружины или другим способом. Сила прижатия выглаживателя к детали,

зависящая от пластичности обрабатываемого материала и шероховатости поверхности, а также радиуса выглаживателя. Эта сила в процессе обработки достаточно легко контролируется и поддерживается постоянной.

Выглаживание является одним из методов отделочно-упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием и заключается в пластическом деформировании обрабатываемой поверхности скользящим по ней инструментом - выглаживателем, закреплённым в оправке алмазным кристаллом. При этом неровности поверхности, оставшиеся от предшествующей обработки, сглаживаются частично или полностью, и поверхность приобретает зеркальный блеск, повышается твёрдость поверхностного слоя, в нём создаются сжимающие напряжения. После выглаживания поверхность остаётся чистой, не шаржированной осколками абразивных зёрен, что обычно происходит при процессах абразивной обработки. Сочетание свойств выглаженной поверхности предопределяет её высокие эксплуатационные качества - износостойкость, усталостную прочность и т.д. [1]

Отличительной особенностью алмазного выглаживания, в сравнении с другими методами обработки поверхностным пластическим деформированием, является применение в качестве деформирующего элемента алмаза, обладающего следующими свойствами: чрезвычайно высокой твёрдостью, низким коэффициентом трения по металлу, высокой степенью чистоты, с которой может быть отполирован алмаз, а также высокой теплопроводностью.

Высокая твёрдость алмаза позволяет обрабатывать практически все металлы, которые поддаются пластической деформации, как мягкие, так и закалённые до твёрдости HRC 60—65. Малая величина радиуса инструмента-выглаживателя (0,75—4 мм) обуславливает малую величину силы выглаживания (5—25 кгс). Это позволяет

обрабатывать тонкостенные и маложёсткие детали и снижает требования к жёсткости технологического оборудования.[1]

Применение выглаживания позволяет уменьшить шероховатость поверхности (отделка), упрочнить поверхностный слой и повысить точность размеров и формы деталей (калибрование).

Выглаженная поверхность отличается от поверхностей, обработанных другими методами. Шлифованная поверхность характеризуется отчётливо различимыми следами резания отдельных зёрен, наплавами размазанного и размягченного металла.

В результате выглаживания образуется более ровная пластически деформированная поверхность, без вырывов и задиров. Профилограммы поверхностей после различных способов обработки представлены на рисунке 5.

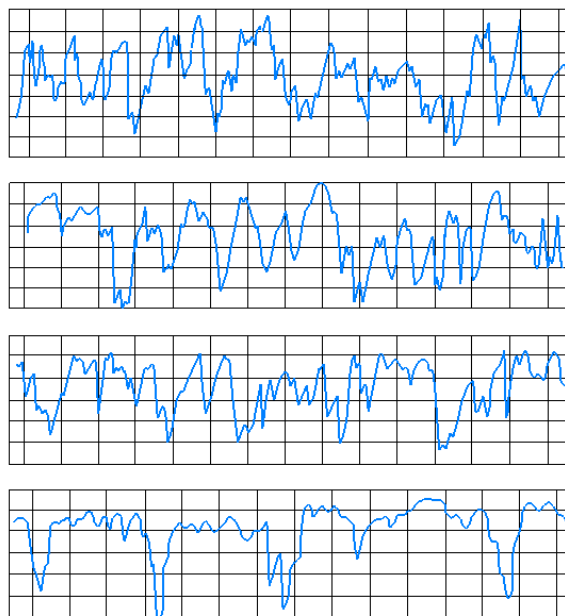


Рисунок 5. Профилограммы поверхностей 10-го класса, обработанных: а - шлифованием, б - полированием, в - суперфинишем, г - алмазным выглаживанием (вертикальное увеличение $\times 100000$; горизонтальное увеличение $\times 200$)

Помимо образования напряжений сжатия в поверхностном слое и уменьшения напряжений растяжения, происходит исправление некруглости обрабатываемых поверхностей до 50%, овальности и конусности до 15-25% [2,3].

3 Результаты исследования

Применение технологии алмазного выглаживания на деталях позиций 1 и 2 комбинированного регулятора (рисунок 2) в сочетании с вибровыглаживанием и графитизированием контактирующих поверхностей позволило обеспечить функционирование агрегата в пределах назначенного ресурса.

Не менее интересен способ расширения температурного диапазона применения фторопласта-4 в качестве уплотнительного материала в цанговом исполнении уплотнения вала при кратковременном воздействии температуры газа до +400°С. На рисунке 6 представлена конструкция газового дросселя.

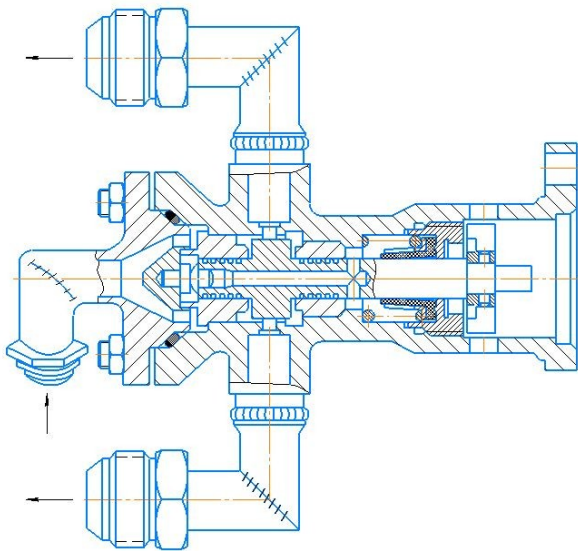


Рисунок 6. Газовый дроссель

Проведёнными исследованиями было установлено, что основное температурное воздействие на уплотнительную кромку фторопластовой манжеты передаётся по уплотняемому валу, поэтому на вал в зоне контакта плазменным способом в вакууме был нанесён рений, обладающий низкой теплопроводностью (рисунок 7), что позволило решить проблему эксплуатации газового дросселя без серьёзных изменений и усложнений конструкции и без изменения габаритных размеров агрегата. Была

изменена лишь конструкция уплотнительного элемента (рисунок 7).

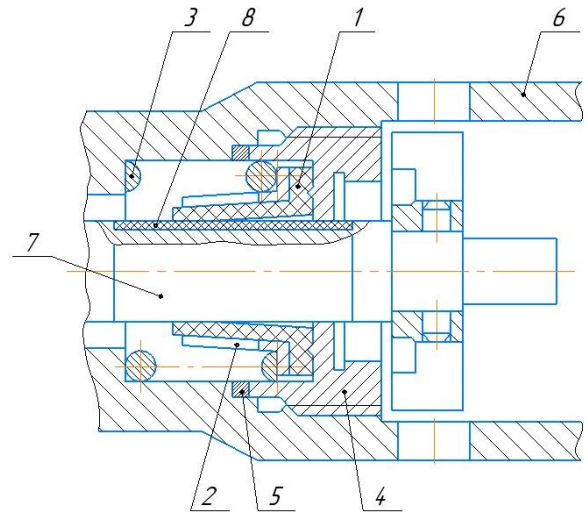


Рисунок 7. Высокотемпературное уплотнительное устройство вращающего вала:

- 1 - фторопластовая манжета, 2 - разрезная цанга, 3 - пружина, 4 - гайка, 5 - уплотнительное кольцо, 6 - корпус, 7 - вращающийся вал, 8 - теплозащитное покрытие

4 Заключение

Таким образом, взаимодействие конструктивных решений при одновременном использовании возможностей современных технологических процессов по улучшению состояния контактирующих поверхностей агрегатов позволяет существенно расширить температурный диапазон применения агрегатов при обеспечении заданной конструктивной надёжности.

5 Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 9.1517.2017/ПЧ).

Список использованных источников

- [1] Кондрашов, Ю. И. Конструкция и проектирование агрегатов и систем [Электронный ресурс]: электрон. учеб. Пособие / Ю. И. Кондрашов // Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон.

текстовые и граф. дан. (39,8 Мбайт). - Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

[2] Демкин Н. Б. Качество поверхности и качество деталей машин / Н. Б. Демкин, Э. В. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.

[3] Браун Э. Д. Основы трибологии: (Трение, износ, смазка): Учеб. для техн. вузов / Э. Д. Браун, Н. А. Буше, И. А. Буяновский и др.; под ред. А. В. Чичинадзе. - М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 777 с.

[4] Основы создания агрегатов автоматизации пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. Часть 1. Обеспечение конструкторской надежности и технологичности агрегатов / А. Н. Евстигнеев, А. Е. Жуковский, В.М. Ивасов, Ю.И.Кондрашов и др. - Самара: НПО "Импульс", 1993. – 375 с.

[5] Одинцов Л. Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием / Л. Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1981. - 160 с.

EXPERIENCE OF APPLICATION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES FOR ENSURING THE CONSTRUCTIVE RELIABILITY OF UNITS

**Yuriy I. Kondrashov,
Anna N. Vidyaskina,
Elena N. Ermilova,
Ruslan P. Arkhipov,**

The article proposes measures to improve the reliability and durability of the units under non-standard operating conditions, consisting in the simultaneous introduction of various technological processes and design solutions.

Samara National Research University
Moskovskoe shosse, 34, Samara, 443086,
Russian Federation
ermilova6488@gmail.com

Key words: Reliability; durability; nitriding; corrosionresistant graphite coating; grinding; plastic deformation; diamond smoothing; sealing; fluoroplastic

References

- [1] Kondrashov, YU. I. (2011), "Konstruktsiya i proektirovanie agregatov i sistem" [Construction and design of units and systems] [Electronic source]: electronic learning guide, Minobrnauki Rossii, Samara State Aerospace University n.a. S. P. Korolev (national research university), Electronic text and graphic data. (39,8 Mbajt), Samara,. – 1 el. opt. disk (CD-ROM).
- [2] Demkin, N.B. and Ryzhov, E.V. (1981), *Kachestvo poverhnosti i kachestvo detalej mashin* [Surface quality and quality of machine parts], Mashinostroenie, Moscow, Russia, 244 p.
- [3] Braun E. D., Bushe N. A., Buyanovskij I. A. et. al. (1995), *Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka)* [The basics of tribology (friction, wear, lubrication)], in CHichinadze, A.V. (ed.), Nauka i tekhnika, Moscow, Russia, 777 p.
- [4] Evstigneev, A.N., ZHukovskiy, A.E., Ivasov, V.M., Kondrashov, YU.I. et al. (1993), *Osnovy sozdaniya agregatov avtomatiki pnevmogidravlicheskih sistem letatel'nyh apparatov i dvigatelej* [Basics of creating automation units for pneumatic-hydraulic systems of aircraft and engines.]. Part 1. Obespechenie konstruktorskoj nadezhnosti i tekhnologichnosti agregatov [Ensuring design reliability and manufacturability of units], NPO "Impul's", Samara, Russia, 375 p.
- [5] Odincov, L.G. (1981), *Finishnaya obrabotka detalej almaznym vyglazhivaniem i Vibrovyglazhivaniem* [Finishing of details by diamond smoothing and vibration smoothing], Mashinostroenie, Moscow, Russia, 160 p.