

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 5, №1 (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. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

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

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

Технический редактор

Гафуров С.А. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Мухаметзянова М.А. – старший лаборант, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционного совета:

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

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

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

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

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

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

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

Макарьянц Г.М. - 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);

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

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

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

Майзель А.Б. - д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет кино и телевидения (г. Санкт-Петербург, РФ);

Фесина М.И. - к.т.н, профессор, ТГУ (г. Тольятти, РФ).

Иностранные члены редакционного совета:

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

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

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

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

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 - D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).

Deputy Editors-in-Chief:

A.I. Ermakov - *D.Eng.Sc, prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*
H. Handroos - *prof., Head of the laboratory of smart machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).*

Technical Editor

S.A. Gafurov - *Can.Eng.Sc. (Samara University, Samara, Russian Federation).*

Executive Editor

M.A. Mukhametzyanova - *senior laboratory technician (Samara University, Samara, Russian Federation).*

Editorial office Russian members:

A.G. Gimadiev - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*
A.I. Belousov - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*
V.L. Balakin - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*
Yu.A. Knysh - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*
A.I. Khaimovich - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*
F.V. Parovay - *Can.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*
S.G. Matveev - *Can.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*
E.G. Berestovitsky - *D.Eng.Sc., prof., Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation);*
I.P. Zavershinsky - *Dr. Phys.- Math.Sci., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*
A.A. Igolkin - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*
A.N. Kryuchkov - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*
G.M. Makaryants - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*
A.B. Prokofyev - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*
V.Ya. Sverbilov - *Can.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*
A.B. Meisel - *Eng.Sc., prof. (St.Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation);*
M.I. Fesina - *Can.Eng.Sc., prof. (TSU, Tolyatti, 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, head of the pneumatic and hydraulic mechatronic systems department (Linköping University, Linköping, Sweden);*
M. Linivama - *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);*
Ya. Strichek - *professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);*
K. Stelson - *professor (University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States).*
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, вызывающим повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

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

PURPOSES AND SCOPE

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

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

Area of interests include but is not limited to:

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА В УСЛОВИЯХ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ	
<i>Д.С. Дилигенский</i>	6
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРВОНАЧАЛЬНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА УПРОЧНЁННОМ СЛОЕ	
<i>В.П. Сазанов, В.Ф. Павлов, В.С. Вакулюк, А.В. Письмаров</i>	14
К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРЯМОТОЧНОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ	
<i>Ю. И. Кондрашов, В. Н. Илюхин, М. В. Баляба</i>	22
ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КЛАПАНА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТА	
<i>Ю.И. Кондрашов, Е.Н. Ермилова, А.Н. Видяскина</i>	30
ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И СИНТЕЗ НЕЛИНЕЙНОГО РЕГУЛЯТОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ	
<i>Г.М. Макарьяни, А.В. Кузнецов</i>	39

Дилигенский Д.С.

Самарский университет - кафедра инженерной графики.
Самарский университет, Московское шоссе 34, 443086
diligen@mail.ru

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА В УСЛОВИЯХ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ

Работа гидродинамического демпфера (ГДД) зависит не только от характеристик упругого кольца, но и в значительной степени от слоя смазки. Наибольший интерес вызывают процессы взаимного влияния упругой части и несжимаемой жидкости вокруг кольца при работе ГДД из-за возникающей в роторе прецессии. В статье рассмотрен подход к предварительному моделированию упруго-гидродинамических процессов всего кольца на основе анализа упругого участка элемента кольца.

Ключевые слова: Демпфер; упругие кольца; опора; упруго-гидравлическая задача; реактивное усилие

1 Введение

Одним из самых распространенных устройств для борьбы с вибрацией в роторных системах является демпфер, устанавливаемый в опорах. Классификация конструкции и формы данных устройств приведена в статье [1]. В работе будет рассмотрен вопрос моделирования упруго-гидродинамических процессов при взаимодействии упругого участка элемента (рисунок 1) с потоком жидкости, его обтекающим. В качестве упругого элемента выступает тонкостенное кольцо. Кольцо имеет равномерно распределенные по окружности гладкие выступы. В зависимости от того, одно или два кольца используются в демпфере, выступы могут быть с двух сторон в шахматном порядке (рисунок 1,а,2), либо с одной стороны, но также шахматном порядке по отношению к выступам другого кольца (рисунок 1,б,3).

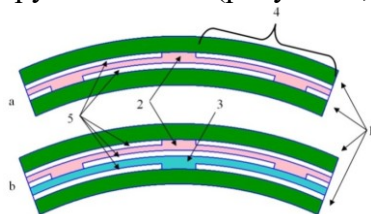


Рисунок 1. Демпферная опора с упругим кольцом:
а - одинарное упругое кольцо, б - сдвоенный упругий элемент, 1 - жесткий корпус (модуль упругости $1 \cdot 10^{15}$ Па), 2 - упругое кольцо с выступами по обеим сторонам (внутри и снаружи), 3 - упругое кольцо с выступами на одной стороне, 4 - упругий участок демпферного элемента, 5 - области течения смазки

Таким образом, между кольцами, а так же между стенками корпуса и подшипника и кольцами всегда есть зазор, через который может протекать масло (рисунок 1,а,б,5). Количество выступов и прочие геометрические параметры регламентируются ОСТ 1.10779-72 [2]. Высота выступов на внутренней и наружной сторонах может быть различной. Демпфирование происходит за счет продавливания смазки через зазоры между кольцами.

Подобный тип демпфера получил широкое распространение и имеет множество достоинств, включая компактность, возможность создания упругих колец с заранее заданными характеристиками жесткости, анизотропии, высокие демпфирующие свойства, позволяет производить отстройку от резонансных частот. Вместе с тем у подобного демпфера имеются и недостатки: необходима высокая точность исполнения посадок, конусности и т.д., требуется доводка в реальной конструкции, так как существующий отраслевой стандарт имеет узкий диапазон применения относительно геометрии кольца и их совместной работы.

Помимо ОСТ, существует ряд работ [3,4] для определения жесткости таких колец. В них кольцо рассматривается как набор связанных между собой балок, зажатых по краям. Кроме того, делается допущение о

том, что в действительности работает только половина кольца.

Для определения гидродинамических сил и реакций, возникающих от них, так же существует ряд аналитических работ, например [5,6]. Однако в этих работах демпфирование рассматривается на основе теории колебаний жидкости между плоскими пластинами, разработанной в монографии С.И.Сергеева [6], а упругий элемент рассматривается как криволинейная балочка с жесткостью C . В реальности же рассматриваемый демпфер представляет собой конструкцию, в которой упругое тело сложной конфигурации (кольцо с выступами) установлено между корпусом опоры и ротором, а зазоры заполнены жидкостью. При колебаниях ротора имеет место взаимное динамическое влияние смазки и упругих участков между выступами колец. Таким образом, исследование таких демпферов требует решения так называемой сопряженной упруго-гидродинамической задачи.

2 Сопряженная упруго-гидродинамическая задача

2.1 Аналитические модели

Для решения такой задачи необходимо создать соответствующую модель демпфера, которая, однако, требует проверки на известных аналитических решениях. Поэтому разработку модели начнем с изучения сектора с одним кольцом (рисунок 2), который на начальном этапе рассмотрим как призматический демпфер. Для определения величины демпфирования можно воспользоваться аналитическим выражением монографии Сергеева [6].

Общая схема задачи показана на рисунке 2, где L - габаритный размер демпферного элемента; h - начальный зазор между вибратором и статором; ζ - скорость гармонического колебания, b - ширина элемента, $P(x)$ - распределение давления при вибрации, $Vx(z)$ - распределение скорости течения смазки по высоте канала.

Реактивное усилие на вибратор демпфера определяется по формуле (1)

$$\left. \begin{aligned} P = P_c = B \int_{-l}^{+l} p_3 dx = -\mu \Lambda^3 B F \zeta(\alpha, \tau) \zeta^{\frac{g}{h}} = -C \zeta^{\frac{g}{h}}, \\ F \zeta(\alpha, \tau) = (1 - \alpha \sin \tau)^{-3}, \alpha \equiv \frac{\alpha}{h_c} \end{aligned} \right\} (1),$$

где $\Lambda = \frac{L}{h}$.

По (1) был проведен ряд расчетов, результаты которого приведены в рисунке 3. Вертикальная ось имеет логарифмическую шкалу. Из графика видно, что с увеличением зазора h (рисунок 3) величина реакции стремится к нулю, а при уменьшении - к бесконечности.

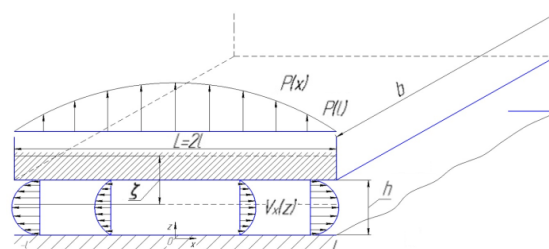


Рисунок 2. Разрез участка демпфера с призматическим вибратором, совершающим колебания в направлении нормали к поверхности статора

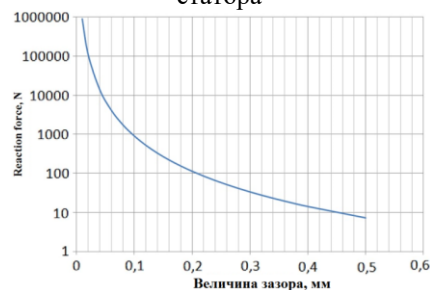


Рисунок 3. Результаты расчета реакции демпфера с призматическим вибратором по Сергееву для разных величин зазора

Таким образом, аналитический анализ имеет смысл только для амплитуд в пределах величин самого зазора, без контакта поверхностей. В то время как сопряженный численный расчет позволяет оценить изменение демпфирования и в случае разрыва слоя смазки.

2.2 Конечно-элементная модель

Конечно элементная модель представляет собой параметрическую 2way-FSI

сопряженную модель (рисунок 4) состоящую из 4 блоков: блок прочностного анализа - "Transient Structural"(рисунок 4,а), блок анализа поведения смазки - "Fluid Flow (Fluent)"(рисунок 4,б), блок параметризации - "Parameter Set" (рисунок 4,в), блок передачи и расчета - "System Coupling" (рисунок 4,г).

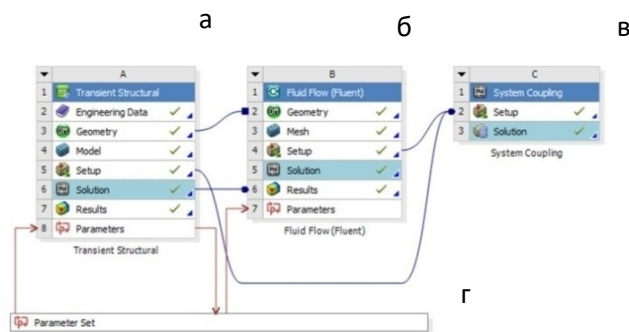


Рисунок 4. Блок схема расчета 2way-FSI: а-structural, б-fluid, в-parameters, г-structural/fluid coupling

2.3 Основные допущения (и/или граничные условия)

Модель представляет собой решение сопряженной упруго-гидродинамической задачи. Присутствуют две основные модели - прочностная и жидкостная.

Для упругой части были выбраны следующие параметры:

- закрепление нижнего блока по нижней поверхности по всем осям
- закрепление верхнего блока
- задание колебательного перемещения вида $y = a \sin \omega t$ на верхнюю поверхность верхнего блока
- сетка задана с максимальным значением ячейки равным 1 мм
- Для жидкостной части выбраны следующие значения:
- теплопередача отключена
- поток ламинарный
- с двух противоположных сторон канал ограничен стенкой
- с других сторон дан вход смазки "pressure-inlet" с величиной давления $P = 0$
- анализ проводился только для нескольких циклов колебаний на случай появления

нестационарного процесса (выбрано 3 цикла для минимизации времени расчетов)

Обе модели содержат грани, на которые приложено взаимодействие моделей. Соответственно это две наружные поверхности для жидкости и две внутренние для упругой части (рисунок 5).

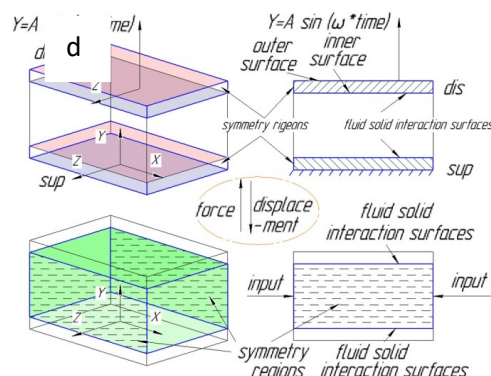


Рисунок 5. Общая схема граничных условий

Параметризация произведена по всем основным геометрическим параметрам, размеру сетки, количеству слоев для жидкого слоя и параметрам давления с обеих сторон канала.

2.3.1 Анализ сходимости

Так как модель имеет большое число взаимодействующих блоков и является нестационарной, то увеличивается время расчета. Был произведен ряд вычислений для определения допустимого уровня размера ячейки сетки моделей, достаточного количества слоев смазки и достаточного количества циклов исследуемого колебательного процесса. Расчеты проводились для начальных условий, указанных в таблице 1.

Таблица 1. Параметры для гидродинамической задачи плоского и цилиндрического демпферов

Параметр	Значение
Длина сегмента/длина средней окружности слоя смазки L, мм	50

Ширина, мм	35
Высота канала h, мм	0,4
Амплитуда колебаний a, мм	0,03
Частота колебаний, Гц	50
Динамический коэффициент вязкости μ , кг/с	0,022
Плотность смазки ρ , кг/м ³	800

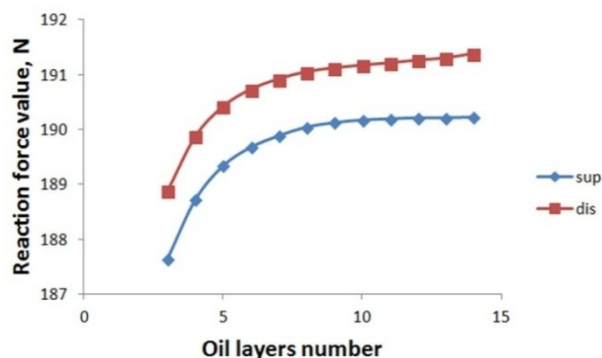


Рисунок 6. Зависимость реакции на плоском демпфере, от числа слоёв жидкости: "sup" - поверхность блока корпуса, "dis" - поверхность вибратора (рисунок 5)

На рисунках 6,7 представлены зависимости гидродинамической силы в зазоре от числовых параметров расчетов – числа слоев сетки и размера ячейки.

При увеличении числа слоев сетки области жидкости наблюдается сходимость по реакции в демпфере, при этом разница значений реакции для 3 и для 13 слоев не превышает 1.5%. То есть, для данной постановки достаточно использовать минимальное число слоев -3.

При повышении точности сетки (замельчения) видна тенденция к сходимости. При задании максимального значения элемента меньше 0,6 мм для 3 слоев и 0,4 мм для 7, процесс изменяет тенденцию на рост расхождения. Относительная разница реакции контролирующего параметра размера сетки изменяется в пределах 1% .

В результате было принято решение, что для данного расчета будет достаточно 3 слоёв жидкости и 1 мм для максимального размера ячейки расчетной сетки.

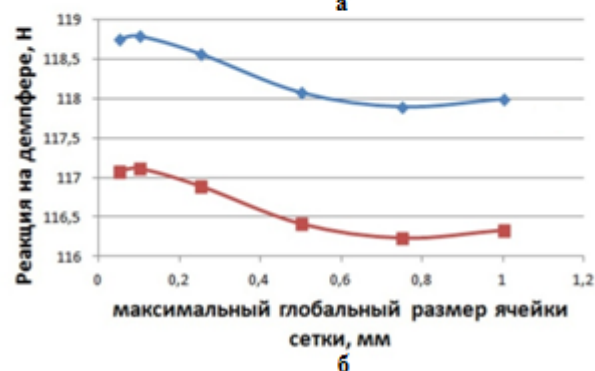
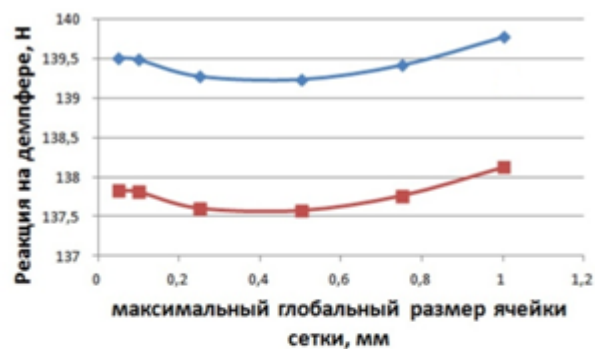


Рисунок 7. Зависимость реакции на плоском демпфере от размера сетки для случая: а - с 7 слоями сетки, б - с 3 слоями

На рисунке 8 показана зависимость поведения величины реакции от времени по осям.

Так как задавалось одноосное колебание по оси Y, то реакция по двум другим осям равна 0 на протяжении всего расчета и совпадает на графике с осью времени. Так же на графике для удобства показана суммарная реакция Rtotal по всем осям, при этом на графике она строго положительная. Так как задача одноосная, то Rtotal полностью отражает величину Ry.

На рисунке 8 видно, что в течение непродолжительного времени (до 0,05 мс), процесс носит нестационарный характер. В течении первого цикла с пиком на 0,01 мс кривая реакции Rtotal содержит значительное количество шума (зубцов). В следующем цикле до 0, 03 мс на кривой не видно зубцов, однако её форма имеет искривленность. Последний цикл с пиком на 0,05 мс имеет ровную параболическую форму.

Спустя всего 0,05мс (3 цикла) каждый следующий цикл реакции имеет идентичную

форму, близкую к параболе - процесс становится квазистационарным.

Таким образом, для корректного сравнения с аналитическими выкладками, анализ будем производить после трех колебательных циклов - 0,05 мс.

Если в анализе модели не рассматриваются экстремальные граничные условия, то анализ поведения следует ограничить началом квазистационарного процесса.

Стоит отметить, что модель позволяет проводить анализ не только одноосных, но и двухосных колебаний.

Для плоского демпфера актуальны одноосные колебания, так как в этом случае можно провести верификацию модели по известным аналитическим работам. Однако для цилиндрического демпфера так же существует аналитическое решение при двухосных колебаниях.

Для двухосных колебаний характерны некоторые особенности, хорошо видные на графиках зависимости реакции от времени (рисунок 9).

На рисунке 9 представлено два графика зависимости суммарной реакции при одноосных колебаниях ($R_{total\ 1-axis}$) и суммарной реакции при двухосных колебаниях ($R_{total\ 2-axis}$). Видно, что для суммарной реакции при двухосных колебаниях цилиндрического демпфера характерна постоянная величина суммарной реакции, как на вибраторе, так и на корпусе. Значение не является ровной прямой, так как процесс носит квазистационарный характер. В то же время при одноосных колебаниях график зависимости величины реакции имеет четкую периодическую во времени структуру с падением до 0 каждые 0,01 мс. Стоит так же обратить внимание на то, что максимальное значение реакции при одноосных колебаниях приблизительно на 5% отличается от среднего значения при двухосных колебаниях.

Данные особенности актуальны при анализе поведения цилиндрического демпфера, которое планируется провести на следующем этапе.

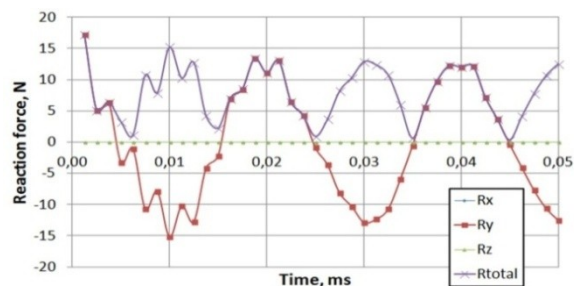


Рисунок 8. Зависимость реакции на плоском демпфере от времени (50 Гц)

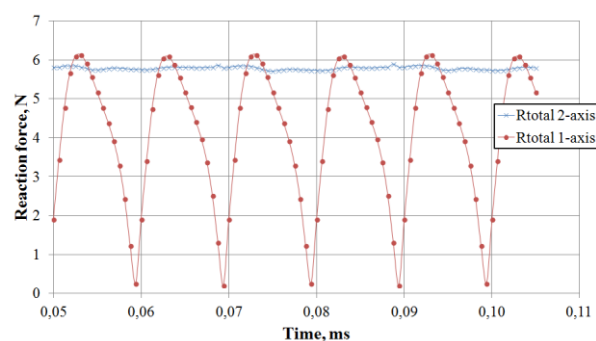


Рисунок 9. Зависимость суммарной реакции от времени на цилиндрическом демпфере при одноосном и двухосном колебании (амплитуда 0,2 мм; зазор 0,4 мм, частота 50 Гц)

2.3.2 Анализ

При полученных выше параметрах сетки было оценено влияние величины зазора и амплитуды колебаний на значение реакции. Для зависимости реакции от величины зазора, численная модель сравнивалась с аналитической моделью Сергеева [6]. Полученные зависимости показаны на рисунке 10. На графике видно, что реакция падает нелинейно с ростом зазора как по численной, так и аналитической зависимости. При одинаковой частоте колебаний отклонение между численным и теоретическим решениями тем выше, чем меньше величина зазора (при условии сохранения параметров сетки).

Величина отклонения носит нелинейный характер и увеличивается по мере уменьшения высоты зазора при прочих равных. Отклонение изменяется в пределах от 4,8% для величины зазора в 0,4 мм и до 23% для величины зазора в 0,2 мм при

одинаковой относительной амплитуде колебания в 22,5% от величины зазора и частоте 50 Гц.

Зависимость величины демпфирования от зазора при одинаковой скорости вибратора показана на рисунке 11. Полученные зависимости внешне ведут себя аналогично зависимостям для реакции (рисунок 10). Предельное отклонение для граничных значений изменяется в тех же пределах 4,8% и 23%.

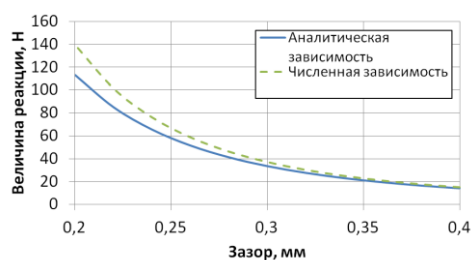


Рисунок 10. Зависимость реакции на плоском демпфере от величины зазора в ГДД

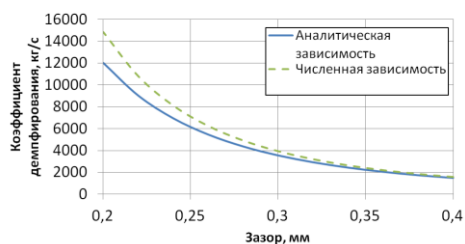


Рисунок 11. Зависимость коэффициента демпфирования от величины амплитуды колебаний вибратора

Для анализа демпферных характеристик всего кольца планируется создание численной параметрической модели упругого кольца и каналов вокруг него, где протекает смазка.

Для экспериментальной проверки модели спроектирован стенд, который показан на рисунке 12.

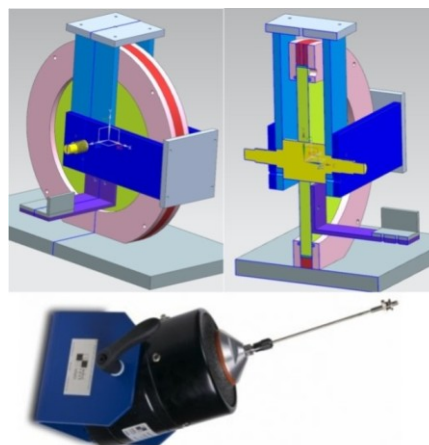


Рисунок 12 – CAD модель модифицированной установки и вибратор

4 Заключение

В результате проведенной работы:

1. Определены оптимальные параметры сетки, обеспечивающие сходимость задачи.
2. Спроектирован экспериментальный стенд для определения величины демпфирования упругих колец с учетом смазки в зазорах.
3. Проведено верифицирование разработанной численной модели сопряженной задачи сравнением с известным аналитическим решением и получена нелинейная зависимость отклонения для коэффициента демпфирования от высоты зазора и амплитуды колебания.
4. Получено, что при зазоре 0,4 мм отличие составляет 4,8%, а при 0,2 мм - 23%. То есть при уменьшении высоты зазора в плоском демпфере, погрешность увеличивается относительно аналитического решения. Аналогичная нелинейность наблюдается при увеличении относительной амплитуды колебания - с ростом амплитуды увеличивается отклонения численного и аналитического решения.
5. В дальнейшем предполагается развитие модели для расчета целых колец в постановке 2way-FSI сопряженных задач.

Список литературы

[1] Дилигенский Д. С. Анализ конструкции гидродинамических демпферов / Д. С. Дилигенский, Д. К. Новиков // Труды Международного научно-технического форума, посвященного 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ: Материалы круглых столов форума – Самара: СГАУ, 2012, - Том 2. - С. 47-48.

[2] ОСТ 1 10778-72, ОСТ 1 10779-72. Кольца упругие опор роторов газотурбинных двигателей, конструкция и размеры. – М., 1972. - 11с.

[3] Леонтьев М. К. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов: учеб. Пособие / Д. В. Хронин, М. К. Леонтьев, Е. В. Борздыко: Московский авиац. ин-т. - Москва, 1988. – 37 с.

[4] Артемов Е. А. Экспериментальное и расчетное определение податливости упругих опор турбомашин

/ Е. А. Артемов // Сб. “Известия вузов. Авиационная техника”. – 1965. - №2 - С. 48-55.

[5] Лобанов В. К. Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД / В. К. Лобанов, А. Б. Хрусталева // Сб. “Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов”. - Куйбышевский авиац. ин-т, - Куйбышев, 1977. - №4. – 3 с.

[6] Сергеев С. И. Демпфирование механических колебаний / под ред. С. А. Мейнгард. – М.: Гос. изд-во физико-математической литературы, 1959. – 408 с.

[7] Леонтьев М. К. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей / М. К. Леонтьев, А. Г. Терешко // М.: Московский авиац. ин-т., 2011. – № 3. – Т. 18. – С. 135-146.

SOME ASPECTS OF THE SQUEEZE FILM DAMPER WITH ELASTIC RINGS PARAMETRIC MODELING UNDER THE FLUID-STRUCTURAL COUPLING CONDITIONS

Dmitriy S. Diligenskiy

Samara university - engineering graphics department.
Samara university, Moskovskoe shosse 34, 443086
diligen@mail.ru

Abstract. The operation of the squeeze film damper (SFD) is highly depend on the lubricant layer behavior as well as on the stiffness of its elements. The interesting part is the mutual influence of the elastic part and an incompressible fluid squeezing around the ring during the operation of the SFD occurring due to the precession in the rotor. The article describes the approach to the modeling to the fluid-structural interaction simulation of the SFD as a system of similar section.

Key words: Damper; elastic rings; support; elastic-hydraulic task; reaction

Reference

- [1] Diligenskiy, D.S. and Novikov, D.K. (2012), "Analiz konstrukcii gidrodinamicheskikh dempferov", *Proceedings of the International Scientific and Technical Forum dedicated to the 100th anniversary of the OAO "Kuznetsov" and the 70th anniversary of the SSAU*, Panel discussion materials, SSAU, vol. 2, Samara, Russia, pp. 47-48.
- [2] Industry standards (1972), OST 1 10778-72, OST 1 10779-72: *Kol'ca uprugie opor rotorov gazoturbinnih dvigatelej, sizes and design*, 11 p.
- [3] Hronin, D.V., Leont'ev M.K. and Borozdyko, E.V. (1988), *Konstrukciya i proektirovanie uprugodempfernyh opor rotorov VRD, training manual*, Moscow aviation institute, Moscow, Russia, 37 p.
- [4] Artemov E.A. (1965), "Eksperimental'noe i raschetnoe opredelenie podatlivosti uprugih opor turbomashin", Collected volume "News of Higher Educational Institutions. Aeronautical engineering", no. 2, pp. 48-55.
- [5] Lobanov, V.K. and Hrustalev, A.B. (1977), "Ocenka dempfirmuyushchih svojstv odnogo tipa uprugih opor GTD", Collected book, "Vibration strength and reliability of aircraft engines and systems", *Kuibyshev Aviation institute*, Kuibyshev, Russia, no. 4, 3 p.
- [6] Sergeev S.I., *Dempfirovanie mekhanicheskikh kolebanij*, in Meingard, S.A. (ed.), State Publishing House of Physics and Mathematics, Moscow, Russia, 408 p.
- [7] Leont'ev, M.K. and Tereshko, A.G. (2011), "Issledovanie harakteristik uprugih kolec v oporah rotorov gazoturbinnih dvigateley", *Moscow aviation institute*, Moscow, Russia, № 3, vol. 18, pp. 135-146.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРВОНАЧАЛЬНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В УПРОЧНЁННОМ СЛОЕ

**В.П. Сазанов,
В.Ф. Павлов,
В.С. Вакулюк,
А.В. Письмаров**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
pavlov.vf@ssau.ru

Проведено исследование влияния первоначальных радиальных деформаций на распределение компонент остаточного напряжённого состояния по толщине упрочнённого слоя при различных видах поверхностного упрочнения. Рассматривались химико-термическая обработка (ХТО) и дробеструйная обработка (ДО) на примере гладких сплошных стальных цилиндрических образцов диаметрами $D=10$ мм и $D=25$ мм при линейном распределении первоначальных деформаций по толщине упрочнённого слоя (максимальное значение на поверхности и нулевое на максимальной глубине упрочнения). Расчёты выполнены с использованием программного комплекса PATRAN/NASTRAN. Решение проведено в осесимметричной постановке задачи с моделированием остаточного напряжённого состояния методом термоупругости. По результатам исследования установлено, что при ХТО и ДО радиальные напряжения имеют положительные значения по толщине упрочнённого слоя. При этом радиальная составляющая первоначальных деформаций при химико-термической обработке и дробеструйной обработке на распределение окружных и осевых остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя существенного влияния не оказывает. Следовательно, первоначальные радиальные деформации также не играют существенной роли при оценке влияния остаточного напряжённо-деформированного состояния на приращение предела выносливости упрочнённых деталей, определяемого по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений.

Ключевые слова: Остаточные напряжения; предел выносливости; упрочнение поверхности; среднеинтегральные остаточные напряжения; первоначальные деформации; химико-термическая обработка; дробеструйная обработка

1 Введение

Как известно, предел выносливости упрочнённой детали при использовании критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [1-3] определяется по формуле:

$$p_R = p_R^0 - \bar{\psi}_p \bar{\sigma}_{ост}, \quad (1)$$

где $p_R(\sigma_R, \tau_R)$ – предел выносливости упрочнённой детали, $p_R^0(\sigma_R^0, \tau_R^0)$ – предел выносливости неупрочнённой детали, $\bar{\psi}_p$ ($\bar{\psi}_\sigma$, $\bar{\psi}_\tau$) – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$.

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ определяется по следующей зависимости:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (2)$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении детали с концентратором; $\xi = \frac{y}{t_{кр}}$ – расстояние от дна концентратора до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$. Через $t_{кр}$ обозначена максимально возможная глубина нераспространяющейся усталостной трещины, возникающей при работе детали на пределе выносливости.

Для оценки влияния сжимающих остаточных напряжений на предел выносливости детали в расчётах используется теория наибольших касательных напряжений [1]. Учитывая, что после поверхностного упрочнения на поверхности детали $\sigma_1 = \sigma_r^{ног} = 0$, а $\sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_z^{ног} = \sigma_\theta^{ног}$ (обработка дробью, ультразвуковое упрочнение, химико-термическая обработка (ХТО)) или $\sigma_2 = \sigma_\theta^{ног}$, $\sigma_3 = \sigma_z^{ног}$ (обкатка роликом, обкатка шариком, алмазное выглаживание), то в этих случаях эквивалентные остаточные напряжения $\sigma_{ост}^{экв} = \sigma_z$. Таким образом, для прогнозирования предела выносливости упрочнённой детали требуется только распределение сжимающих осевых остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя.

Известными механическими методами [4,5] в цилиндрических деталях можно определить осевые σ_z и окружные σ_θ остаточные напряжения по толщине упрочнённого слоя. Радиальные остаточные напряжения σ_r можно определить только лишь аналитическим или численным способом, исходя из определённых соотношений между первоначальными деформациями в зависимости от вида упрочняющей обработки [4]. Из выше изложенного следует, что оценка влияния первоначальных радиальных деформаций на распределение, в первую очередь, осевых остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя представляет определённый научный интерес.

2 Методы исследования

Одним из наиболее важных практических способов, применяемых в расчётах по исследованию остаточного напряжённо-деформированного состояния в деталях различной формы, является использование метода так называемых первоначальных

деформаций [4]. Что же такое первоначальные деформации? Они возникают в твёрдом деформируемом теле, в материале которого произошли необратимые изменения линейных размеров. Эти изменения происходят вследствие пластических деформаций, фазовых превращений, термического, химико-термического, радиационного и других воздействий. По изменению линейных размеров свободных от связей и подверженных воздействиям элементов тела и определяются первоначальные деформации [4, 6-9]. В этом случае компоненты тензора первоначальных деформаций не удовлетворяют условиям совместности Сен-Венана и поэтому в сплошной среде данные деформации не могут быть реализованы, так как в ней могут существовать и находиться в равновесии только совместные деформации. Таким образом, после появления первоначальных деформаций в теле возникают препятствующие нарушению условий сплошности силы, которые в итоге представляются в виде самоуравновешенного поля напряжений. Такие напряжения называются остаточными и им соответствуют деформации, которые измеряются на практике с помощью различных методов и способов [4,5]. При этом считается, что остаточные напряжения не превышают предела текучести материала и вызванная ими деформация является упругой. Отметим, что положительные первоначальные деформации в возмущённых частях тела вызывают сжимающие остаточные напряжения, а отрицательные – растягивающие.

Метод первоначальных деформаций имеет аналогию с предложенным ранее С.П. Тимошенко методом начальных напряжений [10]. Весьма важным является сформулированный им вывод о том, что для деформируемых тел задачи о начальных напряжениях и термоупругости имеют аналогию. Это означает, в свою очередь, что в исследованиях остаточного напряжённо-деформированного состояния

первоначальные деформации при определённых условиях можно заменять температурными деформациями.

Развитие современных методов расчёта остаточных напряжений, особенно в упрочнённых деталях, а также разработка методов прогнозирования их предела выносливости потребовали новых подходов к решению этих задач. В настоящее время значительное расширение возможностей исследования остаточного напряжённо-деформированного состояния связано с применением современных расчётных комплексов, реализующих метод конечных элементов в форме перемещений (NASTRAN, ANSYS).

В данном исследовании для задания условий упрочнения был использован метод первоначальных деформаций, а моделирование остаточного напряжённо-деформированного состояния выполнено методом термоупругости [9-14]. Сущность метода термоупругости заключается в том, что на основании аналогии задач температурных и первоначальных деформаций последние заменяются соответствующим неравномерным температурным полем по толщине упрочнённого слоя детали. Определение параметров температурного поля и соответствующих им первоначальных деформаций выполняется методом последовательных итераций, исходя из распределений остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя, полученных экспериментально одним из механических способов. Критерием завершения подбора первоначальных деформаций является полная аналогия экспериментальных и расчётных эпюр остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя.

Расчёты в проведённом исследовании выполнены с применением расчётного комплекса PATRAN/NASTRAN. Для сравнения влияния первоначальных радиальных деформаций на распределение остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя цилиндра рассмотрены два варианта их соотношения с осевыми и

окружными первоначальными деформациями после упрочнения поверхности.

3 Результаты исследования

Конечно-элементные модели цилиндрических образцов в осесимметричной постановке представляют собой осевое сечение четверти цилиндра с наложением соответствующих граничных условий. При моделировании был использован треугольный шестиузловой осесимметричный конечный элемент типа 2D-Solid [6-8].

Исследование выполнено для двух вариантов задания первоначальных деформаций.

Вариант 1 принят из условия всестороннего объёмного расширения [4]:

$$\varepsilon_{or} = \varepsilon_{o\theta} = \varepsilon_{oz} = \varepsilon_o.$$

Вариант 2 принят из условия радиального приложения нагрузки, вызывающей поверхностное пластическое деформирование в материале, и неизменности начального объёма (несжимаемости) [4]:

$$\varepsilon_{o\theta} = \varepsilon_{oz} = \varepsilon_o, \varepsilon_{or} = -2\varepsilon_o.$$

Приведенные выше параметры ε_{or} , $\varepsilon_{o\theta}$, ε_{oz} – это соответственно радиальные, окружные и осевые первоначальные деформации.

В расчётах были приняты следующие численные значения параметров: модуль продольной упругости $E = 200000$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Первоначальная деформация задана по линейному закону распределения: $\varepsilon_o = 0,0025$ на поверхности цилиндрического образца и $\varepsilon_o = 0$ на нижней границе упрочнённого слоя, толщина которого составляет 0,4 мм.

Результаты расчётов распределения радиальных σ_r , окружных σ_θ , осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a в цилиндрических

образцах диаметрами $D=10$ мм и $D=25$ мм для вариантов упрочнения 1 и 2 приведены на рисунках 1-3.

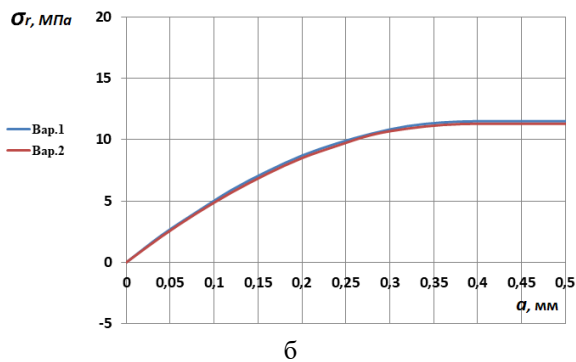
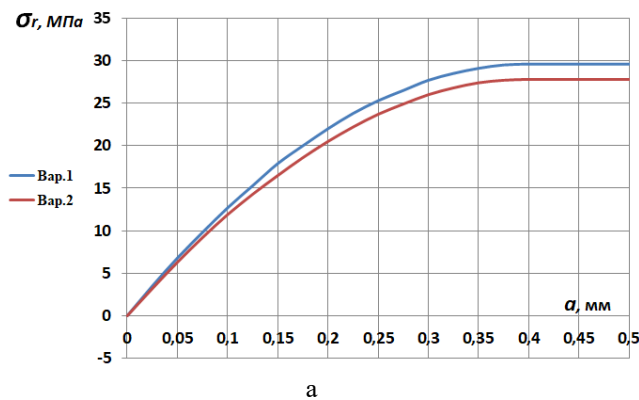


Рисунок 1. Распределение радиальных σ_r остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя цилиндрического образца: а – $D = 10$ мм, б – $D = 25$ мм

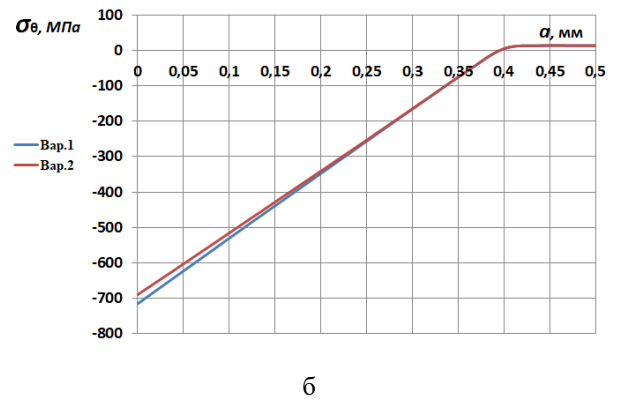
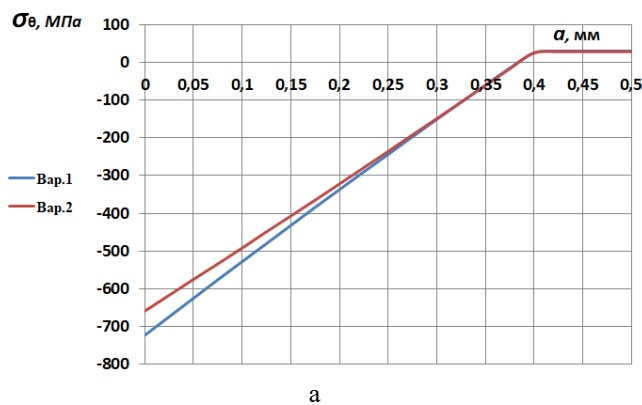


Рисунок 2. Распределение окружных σ_θ остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя цилиндрического образца: а – $D = 10$ мм, б – $D = 25$ мм

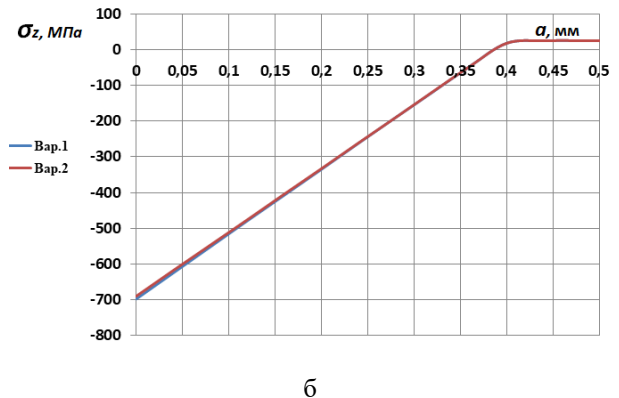
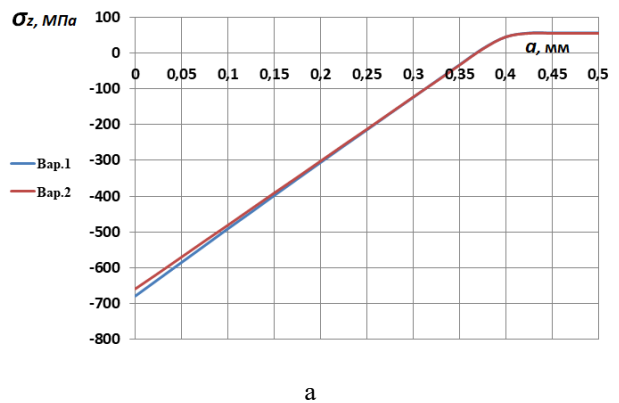


Рисунок 3. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя цилиндрического образца: а – $D = 10$ мм, б – $D = 25$ мм

4 Выводы

Анализ приведённых на рис. 1-3 результатов расчёта распределения остаточных напряжений позволяет сделать ряд важных выводов, которые будут

характерными и для многих видов поверхностного упрочнения деталей.

4.1 Радиальные остаточные напряжения σ_r по толщине упрочнённого поверхностного слоя (рис. 1) являются растягивающими, а их максимальная величина по модулю не превышает 5% от максимальной величины осевых σ_z остаточных напряжений. При этом с увеличением диаметра цилиндра уменьшается величина радиальных напряжений, а также различие между их распределением для рассматриваемых вариантов соотношения первоначальных деформаций. Максимальное различие между наибольшими значениями радиальных напряжений для рассматриваемых случаев в упрочнённом слое составляет 6,5% для диаметра цилиндра $D = 10$ мм и 1,8% для $D = 25$ мм.

4.2 Исходя из графиков рис. 2-3, следует отметить, что первоначальные радиальные деформации наибольшее влияние оказывают на распределение окружных остаточных напряжений σ_θ , чем на распределение осевых остаточных напряжений σ_z . Наибольшее различие для вариантов 1 и 2 составляет:

- по окружным остаточным напряжениям 9,7% для $D = 10$ мм и 3,0% для $D = 25$ мм;
- по осевым остаточным напряжениям 3,8% для $D = 10$ мм и 1,1% для $D = 25$ мм.

4.3 С увеличением диаметра цилиндрического образца различие между соответствующими остаточными напряжениями для рассматриваемых вариантов соотношения первоначальных деформаций при упрочнении существенно снижается. Смена с отрицательного знака в упрочнённом слое на положительный в сердцевине для окружных и осевых остаточных напряжений в образцах диаметром $D = 10$ мм происходит на несколько меньшей глубине, чем в образцах диаметром $D = 25$ мм. Эта закономерность объясняется разницей в соотношениях жёсткостей упрочнённого поверхностного

слоя со сжимающими остаточными напряжениями и сердцевиной цилиндра с реактивными растягивающими остаточными напряжениями.

4.4 Рассмотренный в данном исследовании диапазон изменения первоначальных радиальных деформаций от $\varepsilon_{or} = -2\varepsilon_o$ до $\varepsilon_{or} = \varepsilon_o$ относительно первоначальной осевой деформации $\varepsilon_{oz} = \varepsilon_o$ охватывает их соотношения практически для всех остальных видов поверхностного упрочнения деталей. Поэтому из выше изложенного следует, что величина первоначальных радиальных деформаций не оказывает существенного влияния на распределение осевых остаточных напряжений и, что весьма важно, на величину среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, используемых в качестве критерия влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей.

Список использованных источников

- [1] Павлов В. Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений / В. Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - № 8. - С. 29-32.
- [2] Павлов В. Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали / В. Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. - 1988. - №8. - С. 22-26.
- [3] Павлов В. Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям / В. Ф. Павлов, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулюк. - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2012. - 125 с.
- [4] Биргер И. А. Остаточные напряжения / И. А. Биргер. - М.: Машгиз, 1963. - 232 с.
- [5] Иванов С. И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения / С. И. Иванов. - Куйбышев: КуАИ, 1971. - Вып. 53. - С. 32-42.
- [6] Сазанов В. П. Определение первоначальных деформаций в упрочнённом слое цилиндрической детали методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса PATRAN/NASTRAN/ В. П. Сазанов, В. А. Кирпичёв,

В. С. Вакулюк, В. Ф. Павлов // Вестник УГАТУ. - 2015. - Т. 19. - №2 (68). - С. 35-40.

[7] Сазанов В. П. Исследование распределения компонентов остаточного напряжённого состояния в области наименьшего сечения поверхностно упрочнённой детали с кольцевым надрезом методом конечно-элементного моделирования / В. П. Сазанов // Вестник СГАУ. - 2012. - № 3(34). - С. 158-161.

[8] Сазанов В. П. Моделирование остаточного напряжённого состояния детали в условиях концентрации напряжений с использованием программного комплекса PATRAN/ NASTRAN / В. П. Сазанов, А. В. Чирков, О. Ю. Семёнова, А. В. Иванова // Вестник СамГТУ: Технич. науки. - 2012. - №1 (33). - С. 106-114.

[9] Павлов В. Ф. Влияние поверхностного упрочнения на предел выносливости цилиндрических деталей различного диаметра / В. Ф. Павлов, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулюк, В. П. Сазанов // Известия вузов. Авиационная техника. - 2014. - №3. - С. 324-326.

[10] Тимошенко С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. - М.: Наука, 1979. - 341 с.

[11] Радченко В. П. Исследование влияния анизотропии поверхностного пластического

упрочнения на распределение остаточных напряжений в полых и сплошных цилиндрических образцах / В. П. Радченко, В. Ф. Павлов, М. Н. Саушкин // Вестник Пермского национального исследовательского университета: Механика. - 2015. №1. - С. 130-147. doi: 10.15593.perm/mech/2015.1.09

[12] Саушкин М. Н. Метод расчёта полей остаточных напряжений и пластических деформаций в цилиндрических образцах с учётом анизотропии процесса поверхностного упрочнения / М. Н. Саушкин, В. П. Радченко, В. Ф. Павлов // ПМТФ. - 2011. - Т. 52. - № 2. - С. 173-182.

[13] Виндокуров И. В. К вопросу о реконструкции остаточных напряжений и деформаций пластины после дробеструйной обработки / И. В. Виндокуров, А. В. Владыкин, И. Э. Келлер, Д. С. Петухов, В. В. Плюснин, В. Н. Трофимов // Вестник Самарского государственного технического университета: Физмат науки. - 2018. - Т. 22. - № 3. - С. 40-64. doi: 10.14498/vsgtu1602

[14] Радченко В. П. Ползучесть и релаксация остаточных напряжений в упрочнённых конструкциях / В. П. Радченко, М. Н. Саушкин. - М.: Машиностроение –1. - 2005. - 226 с.

THE INFLUENCE OF INITIAL RADIAL DEFORMATIONS ON THE RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTION IN THE HARDENED LAYER

Vyacheslav P. Sazanov,
Valentin F. Pavlov,
Vladimir S. Vakulyuk,
Andrej V. Pismarov

Samara National
Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
pavlov.vf@ssau.ru

The study of the initial radial deformations influence on the residual strained state components distribution through the hardened layer thickness under various types of surface hardening has been conducted. Chemical thermal machining (CTM) and shot blasting (SB) have been examined on the example of smooth solid steel cylindrical specimens with diameters $D=10$ mm and $D=25$ mm under a linear distribution of initial deformations through the hardened layer thickness (the maximum value is on the surface and zero on the maximum depth of hardening). The calculation has been conducted with use of the program complex PATRAN/NASTRAN. The solution has been carried out in axial symmetric positing by thermo elasticity method. On study results it's been stated that the radial stresses through the hardened layer thickness under CTM and SB are positive. Incidentally the radial component of initial deformations under chemical thermal machining and shot blasting doesn't exercise essential influence on the radial and axial residual stresses distribution through the hardened layer thickness. Hence the initial radial deformations haven't much significance at the evaluation of the residual strained stress state influence on the hardened parts endurance limit increment calculated by the average integral residual stresses criterion.

Key words: Residual stresses; endurance limit; surface hardening; average integral residual stresses; initial deformations; chemical-thermal machining; shot-blasting

References

- [1] Pavlov, V.F. (1986), "O svyazi ostatochnyh napryazhenij i predela vyнослиvosti pri izgibe v usloviyah koncentracii napryazhenij" [On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions], *Izvestiya vusov. Mashinostroeniye* [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 29-32.
- [2] Pavlov, V.F. (1988), "Vliyaniye na predel vyнослиvosti velichiny i raspredeleniya ostatochnyh napryazhenij v poverhnostnom sloe detali s koncentratorom. Soobshchenie I. Sploshnye detaili" [The influence of residual stresses in a part with a concentrator surface layer value and distribution on the endurance limit. Report 1. Solid parts]. *Izvestiya vusov. Mashinostroeniye* [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 22-26.
- [3] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A. and Vakulyuk, V.S. (2012), *Prognozirovaniye soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonnyh detalej po ostatochnym napryazheniyam* [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses]. Samara: Izdatel'stvo SNC RAN [Samara: Samara scientific centre Publishing House of the Russian Academy of Sciences], 125 pp.
- [4] Birger, I.A. (1963), *Ostatochnyye napryazheniya* [Residual stresses], Mashgiz, Moscow, Russia, 232 pp.
- [5] Ivanov, S.I. (1971), "K opredeleniyu ostatochnyh napryazhenij v cilindre metodom kolec i polosok. Ostatochnyye napryazheniya" [On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses]. *Kuibyshev: KuAI* [Kuibyshev Aviation Institute], Issue 53, pp. 32-42.
- [6] Sazanov, V.P., Kirpichev, V. A., Vakulyuk, V.S. and Pavlov, V.F. (2015), "Opredeleniye pervonachal'nyh deformatsij v uprochnyonnom sloe cilindricheskoj detali metodom konechno-ehlementnogo modelirovaniya s ispol'zovaniem raschyotnogo kompleksa PATRAN/NASTRAN" [The determination of initial deformations in the surface layer of a cylindrical part by the finite elements modeling method with use of the calculation program complex PATRAN/NASTRAN], *Vestnik UGATU* [Ufa State Aviation Technical University bulletin], vol. 19, no. 2, Issue 68, pp. 35-40.
- [7] Sazanov, V.P. (2012), "Issledovaniye raspredeleniya komponentov ostatochnogo napryazhyonnogo sostoyaniya v oblasti naimen'shego secheniya poverhnostno uprochnyonnoj detali s kol'cevim nadrezom metodom konechno-ehlementnogo modelirovaniya" [The study of residual strain state components distribution in the area of the smallest section of a surface hardened part with a circular cut by the finite elements modeling method], *Vestnik SGAU* [Samara State Aerospace University bulletin], no. 3, Issue 34, pp. 158-161.
- [8] Sazanov, V.P., Chirkov, A.V., Semenova, O.Yu. and Ivanova, A.V. (2012), "Modelirovaniye ostatochnogo napryazhyonnogo sostoyaniya detali v usloviyah koncentracii napryazhenij s ispol'zovaniem programmnoogo kompleksa

PATRAN/ NASTRAN” [The residual strain state of parts modeling under stress concentration conditions using the calculation program complex NASTRAN/PATRAN], *Vestnik SamGTU* [Samara State Technical University bulletin. Part: technical sciences], no. 1, Issue 33, pp. 106-114.

[9] Pavlov, V.F., Kirpichev, V. A., Vakulyuk, V.S. and Sazanov, V.P. (2014), “Vliyanie poverhnostnogo uprochneniya na predel vynoslivosti cilindricheskikh detalej razlichnogo diametra” [The influence of surface hardening on the endurance limit of cylindrical parts of various diameter], *Izvestiya vusov* [Universities News. Aviation technique], no. 3, pp. 324-326.

[10] Timoshenko, S.P. and Goodier, G. (1979), *Teoriya uprugosti* [Elastic theory], Science, Moscow, Russia, 341 p.

[11] Radchenko, V.P., Pavlov, V.F. and Saushkin, M.N. (2015), “Issledovanie vliyaniya anizotropii poverhnostnogo plasticheskogo uprochneniya na raspredelenie ostatochnyh napryazhenij v polyh i sploshnyh cilindricheskikh obrazcakh” [The study of surface plastic hardening anisotropy influence on residual stresses distribution in hollow and solid cylindrical specimens], *Vestnik Permskogo nacional'nogo issledovatel'skogo universiteta. Mekhanika* [Perm' national research university bulletin. Mechanics], no.1, pp. 130-147. doi: 10.15593.perm/mech/2015.1.09

[12] Saushkin, M.N., Radchenko, V.P. and Pavlov, V.F. (2011), ‘Metod raschyota polej ostatochnyh napryazhenij i plasticheskikh deformacij v cilindricheskikh obrazcah s uchyotom anizotropii processa poverhnostnogo uprochneniya” [The method of residual stresses fields' and plastic deformations in cylindrical specimens calculation taking into account surface hardening anisotropy], *PMTF* [Applied mathematics and technical physics], vol. 52, no. 2, pp. 173-182.

[13] Vindokurov, I.V., Vladykin, A.V., Keller, I.E., Petukhov, D.S., Plyusnin, V.V. and Trofimov, V.N. (2018), “K voprosu o rekonstrukcii ostatochnyh napryazhenij i deformacij plastiny posle drobestrujnoj obrabotki” [On a residual stresses and deformations of a plate reconstruction after shot blasting], *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya Fizmat nauki* [Samara State Technical University], vol. 22, no. 3, pp. 40-64. doi: 10.14498/vsgtu1602

[14] Radchenko, V.P. and Saushkin, M.N. (2005), *Polzuchest' i relaksaciya ostatochnyh napryazhenij v uprochnyonykh konstrukciyah* [Creep and relaxation of residual stresses in hardened constructions], Mechanical Engineering – 1, Moscow, Russia, 226 pp.

К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРЯМОТОЧНОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

**Ю. И. Кондрашов,
В. Н. Илюхин,
М. В. Баляба**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
bmw-surgut@yandex.ru

В данной работе затронуты вопросы, которые необходимо учитывать при проектировании прямоточных регуляторов давления газа прямого действия. Представлена конструктивная схема регулятора давления газа поршневого типа. Проведены экспериментальные исследования регуляторов давления газа типоразмеров $d_{\gamma 50}$ и $d_{\gamma 80}$ на объекте действующего магистрального газопровода, а также проведена доводка регуляторов на пневматическом стенде университета. Показано влияние сил трения на квазигармонические низкочастотные автоколебания системы регулирования. Такое явление связано с характером трения при использовании резиновых и фторопластовых уплотнительных колец в подвижных элементах регулятора и наличии (или отсутствии) пленки смазочного материала. Это напрямую связано с переходными процессами, условиями устойчивости при переходных процессах при регулировании вследствие изменения расхода газа.

Ключевые слова: газотранспортные системы, регулятор давления, системы автоматического регулирования, автоколебания, сила трения

1 Введение

Важной проблемой, возникающей при эксплуатации газопроводов, энергетических установок различного назначения, работающих на газе, является обеспечение требуемой точности и надежности регуляторов давления газа. В последние годы начали широко применяться прямоточные регуляторы давления прямого действия, в которых улучшены условия обтекания дросселирующего затвора, снижен уровень вибраций. Кроме того, при задании выходного давления при помощи задатчика – дополнительного газового редуктора существенно расширяется диапазон регулируемого давления [1]. Однако прямоточные регуляторы нетехнологичны в эксплуатации и обладают низкой надежностью. Это связано с тем, что мембранный узел регулятора быстро изнашивается, а его монтаж-демонтаж требует расстыковки газопровода в месте установки регулятора. Поэтому были

разработаны прямоточные регуляторы давления газа поршневого типа всех типоразмеров, обладающие большей надежностью и технологичностью. Монтаж таких агрегатов, например, при замене поршневого блока, осуществляется без расстыковки газопровода [2]. В статье описан такой регулятор, предназначенный для снижения и автоматического поддержания давления газа на объектах магистральных газопроводов.

2 Теоретические исследования

Регулятор давления газа (рисунок 1) включает в себя собственно регулятор давления и редуктор-задатчик (на рисунке 1 не показан). Регулятор давления состоит из корпуса 1, в который вставлен сборный модуль, состоящий из вставки 2, к которой болтами крепится гильза 3 и седло 4. Внутри гильзы 3 установлен поршень-затвор 5 с возможностью осевого перемещения. В центре поршня-затвора 5 проходит шток 6,

прикрепленный к гильзе 3 при помощи гайки 7. С другого конца штока 6 концентрично установлена крышка 8, которая зафиксирована гайкой 9. Передний торец гильзы прикрыт крышкой 10 для обеспечения передачи управляющего давления с выходы редуктора-задатчика к поршню-затвору 5. Во внутренней полости гильзы 3 установлены пружины 11, прижимающие поршень-затвор 5 к седлу 4. Замкнутая полость А между крышкой 8 и поршнем-затвором 5 соединена с выходом редуктора-задатчика (P_3) через радиальный и осевой каналы в штоке 6, полость между гильзой 2 и заглушкой 10, сверления в гильзе 3 и вставке 2. Полость Б между гильзой 3 и поршнем-затвором 5 соединена через радиальное отверстие в гильзе и сверление во вставке 2 с магистралью на выходе из регулятора давления ($P_{\text{вых}}$).

При отсутствии давлений $P_{\text{вых}}$ и P_3 поршень-затвор 5 плотно прижат к седлу 4. В процессе работы поршень-затвор 5 занимает определенное положение в соответствии с давлениями $P_{\text{вых}}$ и P_3 и затяжкой пружин. При этом давление $P_{\text{вых}}$ поддерживается постоянным в пределах статической погрешности регулятора. При увеличении расхода газа потребителем, давление $P_{\text{вых}}$ снижается, что приводит к уменьшению давления газа в полости Б и к перемещению поршня-затвора 5 на увеличение площади дросселирующего сечения. При этом расход газа увеличивается, что приводит к восстановлению давления $P_{\text{вых}}$. Для увеличения давления $P_{\text{вых}}$ производится перестройка редуктора-задатчика на большее значение P_3 . При этом давление в полости А повышается, что приводит к перемещению поршня-затвора 5 на увеличение площади дросселирующего сечения и, соответственно, к увеличению $P_{\text{вых}}$.

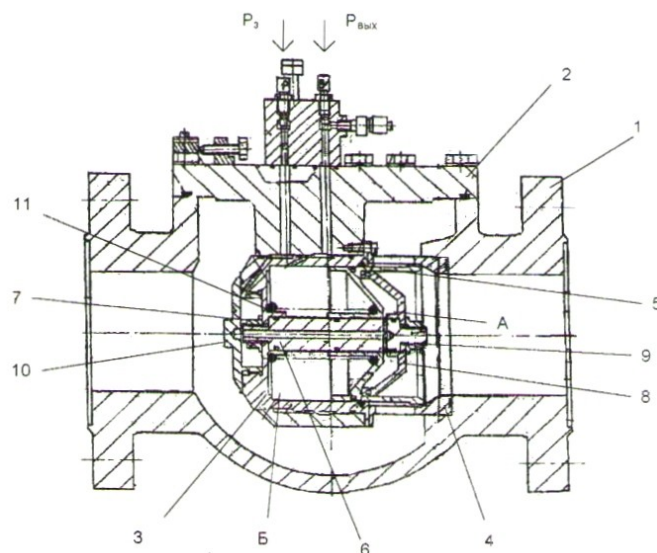


Рисунок 1. Конструктивная схема прямого регулятора давления газа поршневого типа:

- 1 – корпус; 2 – вставка; 3 – гильза; 4 – седло;
5 – поршень-затвор; 6 – шток; 7 – гайка; 8 – крышка;
9 – гайка; 10 – крышка; 11 – пружина

В случае прекращения потребления газа растет давление $P_{\text{вых}}$ на выходе регулятора и в полости Б, в результате чего поршень-затвор 5 садится на седло 4, полностью перекрывая поток газа через регулятор.

В случае несанкционированного прекращения подачи управляющего давления P_3 от редуктора-задатчика падает давление в полости А, в результате чего под действием усилия пружины и давления в полости Б поршень-затвор перекрывает поток газа через регулятор.

Для заданной конструктивной схемы регулятора давления газа были составлены уравнения для газодинамического расчета и выбора параметров основных элементов. При этом были использованы уравнения баланса расхода газа и баланса сил, действующих на поршень-затвор 5. В уравнении баланса сил были учтены, помимо сил от давлений, сила трения, газодинамическая сила, действующая на дросселирующие кромки поршня-затвора 5. Расчет производился из того условия, что давление на входе в регулятор 7,5 МПа, давление на выходе из регулятора может изменяться в пределах 0,25...1,6 МПа. Расход газа определялся условным

диаметром проходного сечения магистрального трубопровода d_{y50} , d_{y80} и др. По результатам расчета были определены основные параметры регулятора давления газа, который впоследствии был изготовлен в нескольких экземплярах каждого d_y .

3 Экспериментальная доводка регулятора

Экспериментальные исследования регулятора давления газа типоразмеров d_{y50} и d_{y80} были проведены на объекте действующего магистрального газопровода. Для повышения эксплуатационной надежности в цепь регулирования давления последовательно были установлены два регулятора газа (рисунок 2), причем задатчик-редуктор последующего регулятора давления был настроен на несколько меньшее давление по сравнению с предыдущим регулятором.

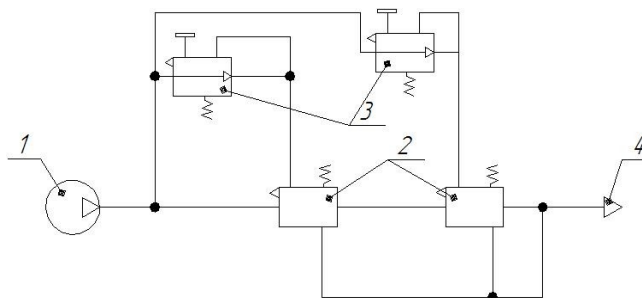
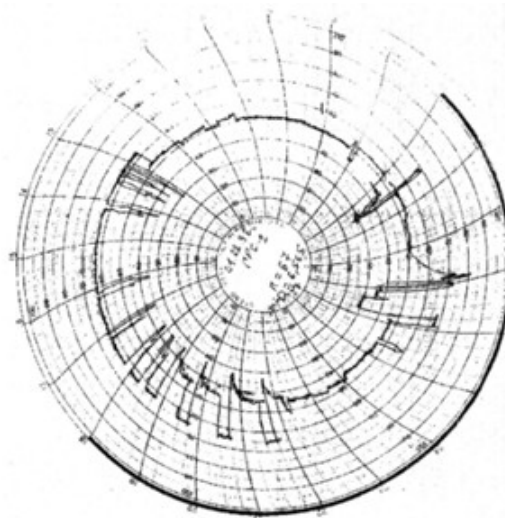


Рисунок 2. Схема подключения регуляторов давления газа в газопроводе

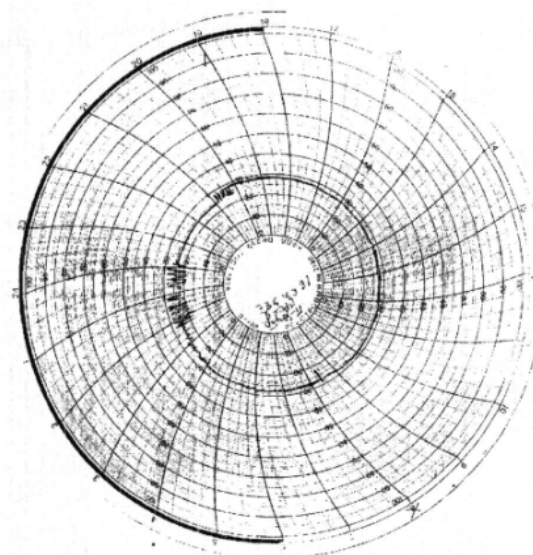
- 1 – источник давления газа (компрессорная станция);
- 2 – регулятор давления газа; 3 – редуктор-задатчик давления; 4 – потребитель газа

Испытания показали, что в процессе суточной эксплуатации наблюдается нестабильность в работе регуляторов, что отразилось на диаграмме расхода газа (рисунок 3а). Увеличение числа пружин (поз. 11 на рисунке 1) или суммарной их жесткости, являющимся классическим приемом повышения устойчивости систем, привело к некоторому повышению стабильности работы регуляторов (рисунок 3б).

а



а



б

Рисунок 3. Суточная диаграмма расхода газа через газопровод с регулятором давления газа, обладающим различным числом пружин:
а – одна пружина; б – две пружины

Однако известно, что снижение коэффициента усиления регулятора, например, за счет повышения жесткости пружин, приводит к увеличению статической погрешности системы регулирования давления [3]. Поэтому необходимы более тщательные дополнительные исследования регуляторов давления газа в лабораторных условиях, позволяющих осуществить проверки любых

мероприятий, направленных на повышение точности и устойчивости системы автоматического регулирования при работе регуляторов. С этой целью было разработано стендовое оборудование [4] (рисунок 4.), позволяющее осуществлять проверку диапазона настройки выходного давления, пропускной способности, погрешности поддержания выходного давления и качества регулирования при работе двух последовательно установленных регуляторов давления. Последующие реализация стендового оборудования и экспериментальные исследования дали возможность довести характеристики регуляторов до их соответствия техническому заданию.

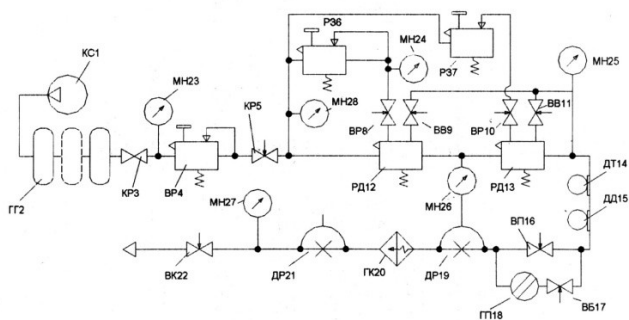


Рисунок 4. Пневматическая схема стенда для испытаний регуляторов давления газа:

КС1 – компрессорная станция; ГГ2 – газгольдеры (9 баллонов по 10 м3, P=280 кгс/см2); КР3 – кран; ВР4 – воздушный редуктор (понижающий давление с 280 кгс/см2 до 75 кгс/см2); КР5 – кран; РЗ6 – редуктор-задатчик давления; РЗ7 – редуктор-задатчик давления; ВР8 – вентиль «Р» регулятора давления РД12;

ВВ9 – вентиль «В» регулятора давления РД12; ВР10 – вентиль «Р» регулятора давления РД13; ВВ11 – вентиль «В» регулятора давления РД13; РД12 – регулятор давления на входе (с настройкой на повышенное давление); РД13 – регулятор давления с настройкой на номинальное давление; ДТ14 – датчик температуры; ДД15 – датчик давления; ВР16 – вентиль пульсатора; ВВ17 – вентиль байпаса; ГП18 – генератор пульсаций давления; ДР19 – датчик расхода газа;

ГК20 – гаситель колебаний давления; ДР21 – датчик расхода газа; ВК22 – вентиль концевой;

МН23-МН28 – манометры

Кроме того, как показали эксплуатационные испытания на ГРС

регуляторов d_y50 (РДПП 80-50М), при значительных изменениях величины отбора газа в регуляторе иногда возникают квазигармонические низкочастотные автоколебания. Такое явление связано с характером трения при использовании резиновых уплотнительных колец в подвижных элементах регулятора и наличии (или отсутствии) пленки смазочного материала, что напрямую связано с переходными процессами, условиями устойчивости при переходных процессах при регулировании вследствие изменения расхода газа (см. рисунок 3).

4 Оценка влияния сил трения в регуляторе на устойчивость при регулировании

Для оценки влияния сил трения, возникающих в регуляторах поршневого типа и влияющих на устойчивость при регулировании, была апробирована методика расчета сил трения конструктивной схемы редуцирующего узла регулятора d_y50 (рисунок 5).

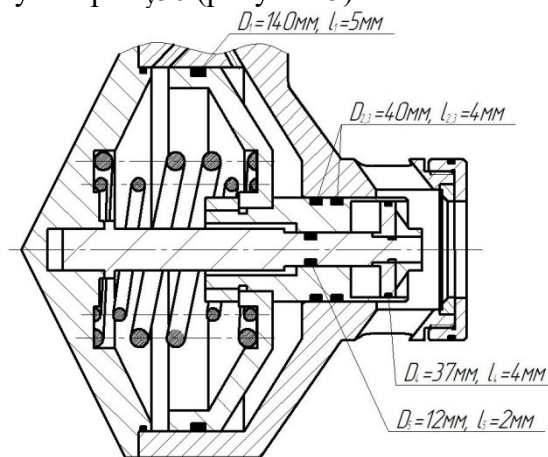


Рисунок 5 – Конструктивная схема редуцирующего узла регулятора давления газа

Сила трения для уплотнительного резинового кольца рассчитывалась по уравнению:

$$F_{тр} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_{мп} \cdot p_k, \quad (1)$$

где D – диаметр уплотнительного кольца, мм; l – ширина уплотнительного кольца, мм;

$f_{тр}$ – коэффициент трения; p_k – контактное давление, возникающее при монтаже кольца, МПа.

Расчет силы трения производился только при учете контактного давления, возникающего при монтаже уплотнительных колец.

Суммарная сила трения движения для нескольких колец вычисляется из следующего уравнения:

$$F_{тр\delta} = \pi \cdot f_{тр\delta} \cdot p_k \cdot \left(\sum_{i=1}^5 D_i \cdot l_i \right). \quad (2)$$

Диаметры и ширина уплотнительных колец регулятора РДПП80-50М:

$$D_1=140\text{мм}, l_1=5\text{мм};$$

$$D_{2,3}=40\text{мм}, l_{2,3}=4\text{мм};$$

$$D_4=37\text{мм}, l_4=4\text{мм};$$

$$D_5=12\text{мм}, l_5=2\text{мм}.$$

Допустимое контактное давление $P_k \geq 0.25$ МПа.

Тогда суммарная сила трения движения для пяти колец при $p_k=0.3$ МПа будет равна:

$$F_{тр\delta} = 3.14 \cdot 0.3 \cdot 10^6 \cdot (140 \cdot 5 + 40 \cdot 4 \cdot 2 + 37 \cdot 4 + 12 \cdot 2) \cdot 10^{-6} \cdot f_{тр\delta} = 1122.7 \cdot f_{тр\delta}.$$

Для резины ИРП-1118 коэффициент трения $f_{тр\delta РЕЗ} = 0.6 \dots 0.8$, тогда сила трения движения будет равна:

$$F_{тр\delta РЕЗ} \cdot (f_{тр\delta РЕЗ} = 0.6) = 1122.7 \cdot 0.6 = 673.7 \text{ (Н)};$$

$$F_{тр\delta РЕЗ} \cdot (f_{тр\delta РЕЗ} = 0.8) = 1122.7 \cdot 0.8 = 898.3 \text{ (Н)};$$

$$F_{тр\delta РЕЗ} = 673.7 \dots 898.3 \text{ (Н)}.$$

Сила, действующая на мембрану регулирующего органа при $P_{ком} = 0.4$ МПа и $S = 0.015 \text{ м}^2$, равна:

$$F_{ком} = P_{ком} \cdot S = 0.4 \cdot 10^6 \cdot 0.015 = 6000 \text{ (Н)}.$$

Соответственно относительные параметры равны:

$$F_{тр\delta} / F_{ком} = 0.11 \dots 0.15.$$

Далее вводится безразмерная величина, характеризующая соотношение величин силы трения покоя и силы трения движения $\Delta F_{тр} / F_{тр\delta}$, где $\Delta F_{тр} = F_{тр} - F_{тр\delta}$, а также безразмерная величина гидравлического сопротивления канала обратной связи, равная отношению гидравлических сопротивлений трубки обратной связи и дросселя узла регулирования $R_{к2}/R_{др}$.

Диапазону значений $F_{тр\delta} / F_{ком} = 0.11 \dots 0.15$ в плоскости двух относительных параметров $F_{тр\delta} / F_{ком}$ и $\Delta F_{тр} / F_{тр\delta}$ для $R_{к2}/R_{др}=0.5$ ($R_{к2}/R_{др}=0.5$ соответствует трубка $d_y=6$ мм) при $\Delta F_{тр} / F_{тр\delta} > 0.2$ соответствует неустойчивый режим работы системы автоматического регулирования (САР) давления газа (рисунок 6). Что и подтверждается возникающими на определенных режимах работы автоколебаниями в САР давления газа с регулятором РДПП80-50М при проведении испытаний на стенде (рисунок 4). Полученная площадь области устойчивости определялась математическим моделированием и анализом переходного процесса системы при разных относительных параметрах, причем допустимая статическая ошибка не превышала 2,5%. Область устойчивости рассматривается на уровне частотного диапазона, характеризующегося низкими частотами колебаний, а не на уровне собственных частот регулятора.

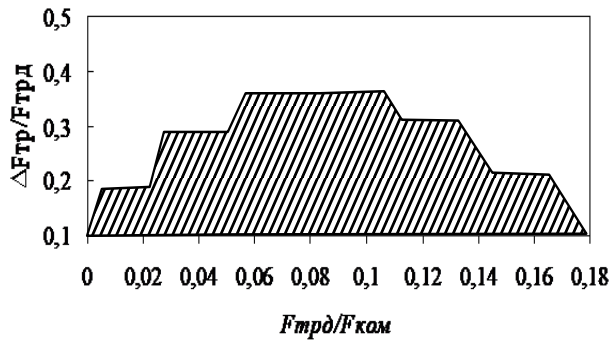


Рисунок 6. Область устойчивости САР (заштрихованная область – устойчивый режим) в плоскости $(\Delta F_{тр}/F_{трд}, F_{трд}/F_{ком})$ при относительном сопротивлении обратной связи $R_{к2}/R_{др}=0.5$ (соответствует трубке $d_y = 6$ мм)

Из рисунка 6 видно, что устойчивый режим работы будет при $\Delta F_{тр}/F_{трд} < 0.2$ и $F_{трд}/F_{ком} = 0.01...0.16$.

Для $F_{ком} = 6000$ Н, сила трения движения будет равна $F_{трд} = (60...360)$ Н.

Для обеспечения устойчивости САР давления газа с регулятором РДПП80-50М необходимо подобрать материал уплотнения, для которого $\Delta F_{тр}/F_{трд} < 0.2$ и $F_{трд} = (60...360)$ Н.

Из известных материалов близкими параметрами обладает фторопласт Ф-4, являющийся химически инертным материалом с низким коэффициентом трения.

Для фторопласта Ф-4 коэффициент трения $f_{трдФТОР} = 0.05...0.2$, тогда сила трения движения будет равна:

$$F_{трдФТОР} \cdot (f_{трдФТОР} = 0.05) = 56.1 \text{ (Н);}$$

$$F_{трдФТОР} \cdot (f_{трдФТОР} = 0.2) = 224.5 \text{ (Н);}$$

$$F_{трдФТОР} = 56.1...224.5 \text{ (Н).}$$

Для $F_{ком} = 6000$ Н относительная сила трения движения для фторопласта будет равна:

$$F_{трд}/F_{ком} = 0.01...0.04.$$

Область устойчивости САР при $R_{к2}/R_{др}=0.5$ (соответствует трубке $d_y = 6$ мм) с диапазонами сил трения резины и фторопласта Ф-4 показана на рисунке 7. При использовании материала резина в уплотнениях для отношения $\Delta F_{тр}/F_{трд} > 0.3$ и $F_{трд}/F_{ком} = 0.11...0.13$ система будет неустойчива. При применении фторопласта система устойчива, так как $\Delta F_{тр}/F_{трд}$ находится в диапазоне 0.1...0.2, который лежит в области устойчивости.

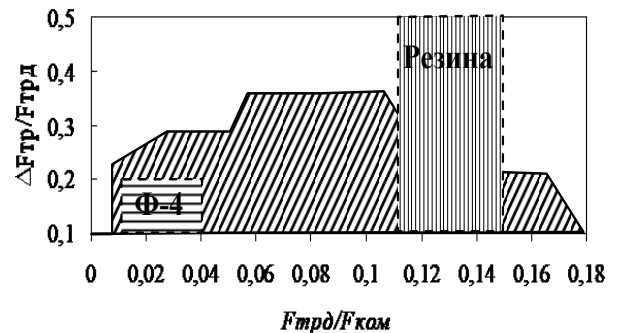


Рисунок 7. Область устойчивости САР при $R_{к2}/R_{др}=0.5$ (соответствует трубке $d_y = 6$ мм) с диапазонами сил трения резины и фторопласта Ф-4

5 Заключение

Полученный диапазон сил трения движения $F_{трд}/F_{ком} = 0.01...0.04$ в уплотнениях регулятора, выполненных в виде резиновых колец, обранных фторопластом Ф-4, находится в области устойчивой работы САР. Таким образом, при конструировании прямоточных поршневых регуляторов предлагаемый подход подбора конструктивных элементов позволяет обеспечивать устойчивую работу САР и отсутствие автоколебаний.

6 Благодарности

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

Список использованных источников

[1] Плотников, В. М. Регуляторы давления газа [Текст] / В. М. Плотников, В. А. Подрешетников, А. П. Дроздов, В. У. Гончаров. – Л.: Изд-во Недра, 1982. – 123 с.

[2] Решение о выдаче патента. Прямоточный регулятор давления газа // Россеев Н. И. – №97100476/09 (000473) от 05.01.98г.

[3] Свербилов В. Я. К оценке работоспособности газовых регуляторов давления многоцелевого назначения / В. Я. Свербилов, Ю. С. Анисимкин // ИВУЗ Авиационная техника. – 1981. – №3. – С. 71–73.

[4] Гимадиев А. Г. Экспериментальные методы и средства оценки влияния колебаний давления газа на точность диафрагменных расходомеров / А. Г. Гимадиев, И. Д. Кашапов, Е. С. Слива // Самарский государственный аэрокосмический университет. – Самара, 1996. – 16 с. Деп. ВИНТИ. – 983-В96 от 23.03.96г.

TO THE QUESTION OF THE DESIGN OF DIRECT-FLOW GAS PRESSURE REGULATOR DIRECT ACTIONS

**Yuri I. Kondrashov,
Vladimir N. Ilyukhin
Maxim V. Balyaba,**

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

bmw-surgut@yandex.ru

In this paper, issues that need to be considered when designing direct-flow gas pressure regulators of direct action are addressed. A constructive scheme of a piston type gas pressure regulator is presented. Experimental studies of gas pressure regulators of standard sizes DN50 and DN80 at the facility of the existing gas pipeline were conducted, and adjustment of regulators was carried out at the pneumatic stand of the university. The influence of friction forces on the quasi-harmonic low-frequency self-oscillations of the control system is shown. This phenomenon is due to the nature of friction when using rubber and fluoroplastic sealing rings in the moving elements of the regulator and the presence (or absence) of a film of lubricant. This is directly related to transients, stability conditions in transients during regulation due to changes in gas flow.

Keywords: *gas transmission systems, pressure regulator, automatic control systems, self-oscillation, friction force*

References

- [1] Plotnikov, V.M., Podreshetnikov, V.A., Drozdov A.P. and Goncharov, V.U. (1982), *Gas pressure regulators*, Nedra, Leningrad, USSR, 123 p.
- [2] Rosseev, N.I. (1998), Pryamotochnyi regulyator davleniya gaza [Direct-flow gas pressure regulator], Patent RF, no. 97100476/09.
- [3] Sverbilov, V.Ya. and Anisimkin, Yu.S. (1981), "To assess the performance of multi-purpose gas pressure regulators", *Aviatsyonnaya tekhnika*, no.3, pp. 71-73.
- [4] Gimadiev, A.G., Kashapov, I.D. and Sliva E.S. (1996), "Eksperimental'nye metody i sredstva otsenki vliyaniya kolebaniy davleniya gaza na tochnost' diafragmennyykh raskhodomerov" [Experimental methods and tools for assessing the effect of gas pressure fluctuations on the accuracy of diaphragm flowmeters], Samara State Aerospace University, 16 p.

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КЛАПАНА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТА

Ю.И. Кондрашов,
Е.Н. Ермилова,
А.Н. Видяскина,

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

В статье предлагается обобщенная математическая модель клапана, основанная на представлении его структурной схемы в виде взаимосвязанных вязкоупругих элементов. По предложенной методике был рассчитан пневмоклапан с уплотнением на основе поликарбоната ПК-М-3. Определены значения скорости перемещения тарелки клапана, при которых происходят соударения элементов клапанного уплотнения, сопровождающиеся вибрацией всего корпуса. Проведенный анализ показал, что предложенная математическая модель с достаточной достоверностью отражает динамические процессы при срабатывании пневмогидроклапана. Разработанная математическая модель позволяет обосновать проведение ускоренных ресурсных испытаний на отказ клапанных уплотнений.

Ключевые слова: *В статье предлагается обобщенная математическая модель клапана, основанная на представлении его структурной схемы в виде взаимосвязанных вязкоупругих элементов. По предложенной методике был рассчитан пневмоклапан с уплотнением на основе поликарбоната ПК-М-3. Определены значения скорости перемещения тарелки клапана, при которых происходят соударения элементов клапанного уплотнения, сопровождающиеся вибрацией всего корпуса. Проведенный анализ показал, что предложенная математическая модель с достаточной достоверностью отражает динамические процессы при срабатывании пневмогидроклапана. Разработанная математическая модель позволяет обосновать проведение ускоренных ресурсных испытаний на отказ клапанных уплотнений.*

1 Введение

В связи с увеличением скоростей полета современных летательных аппаратов, использованием новых рабочих сред в системах управления и топливопитания существенно расширяются требования к диапазону параметров, которым должны отвечать авиационные агрегаты и в первую очередь это касается давления и температуры, динамичности нагрузок.

Как известно, агрегат включает в себя систему уплотнительных (герметизирующих) устройств, исключающих или ограничивающих внешние утечки или внутренние перетечки рабочих тел. При этом динамика нагружений элементов клапана существенно влияет на оптимальный выбор необходимого конструктивного решения агрегата при проектировании.

В последние годы в различных отраслях промышленности, и в том числе в ракетно-космической и авиационной отраслях, всё большее внимание уделяется созданию агрегатов, работающих при криогенных температурах и особенно на жидком водороде, с использованием пневмопривода. Пример конструктивной схемы таких агрегатов представлен на рисунке 1 [1, 2, 3].

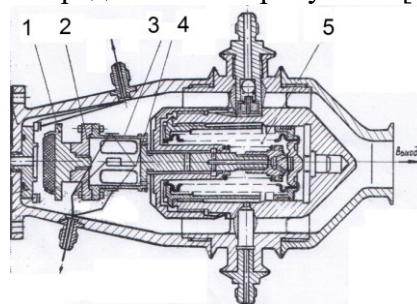


Рисунок 1. Прямоточный криогенный клапан для жидкого водорода: 1 - сменная тарелка клапана, 2 - втулка, 3 - шток, 4 - датчик усилия, 5 - пневмопривод

Обобщенная расчетная схема таких агрегатов представлена на рисунке 2.

Вопросы герметизации клапанных уплотнений, работающих в широком диапазоне изменения температур при обеспечении требуемого ресурса срабатывания напрямую связаны с динамикой нагружения клапанного уплотнения (КУ). Эта задача усложняется в связи с изменением механических свойств контактирующих материалов при охлаждении до криогенных температур (повышением предел прочности свр, снижением пластических свойств и т.д.) В этих условиях существенно увеличивается количество отскоков при посадке тарели клапана на седло и является одной из причин усталостного разрушения уплотнителя [4].

Для обеспечения требуемой работоспособности клапанов в условиях широкого диапазона рабочих сред и температур от 20 до 773 К по критериям прочности и герметичности важное значение имеют достоверная оценка и регламентация динамических нагрузок, особенно в клапанном уплотнении. Это - комплексная задача, охватывающая режимы срабатывания и установившиеся режимы.

Известные методы расчета динамических нагрузок [5, 6] предназначены в основном для решения частных вопросов, таких как определение собственных частот колебаний подвижных элементов клапана, условий разгерметизации и т. п.

2 Теоретические исследования

Предлагается обобщенная математическая модель клапана, основанная на представлении его структурной схемы в виде взаимосвязанных вязкоупругих элементов. На рисунке 2 приведена такая схема расчета пневмогидроклапана.

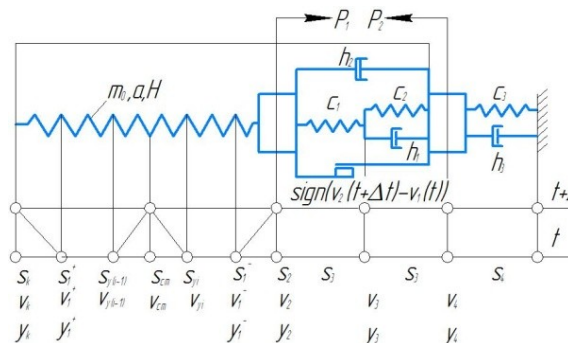


Рисунок 2. Расчетная схема пневмогидроклапана

За исходные приняты дифференциальные уравнения продольных колебаний пружины без учета демпфирования, имеющие вид:

$$\begin{cases} \frac{1}{a^2 m_0} \frac{\partial s}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0; \\ \frac{1}{m_0} \frac{\partial s}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

$$m_0 = \frac{\pi A_0 D_1}{H};$$

$$a = \frac{Hd}{\pi D^2 c} \sqrt{\frac{G}{2\rho_1}}.$$

где a - скорость звука в эквивалентном стержне, m_0 - эквивалентная линейная масса пружины; s — внутреннее усилие; t - текущее время, v - скорость перемещения сечения (с учетом скорости движения тарели клапана до соударения элементов уплотнения); x - координата вдоль оси стержня; A_0 - площадь поперечного сечения проволоки, D_1 - средний диаметр пружины; H, i - высота и число витков пружины; d - диаметр проволоки; G, ρ_1 - модуль сдвига и плотность материала проволоки; c - жесткость упругого элемента.

Если применить для решения метод характеристик и предположить, что скорость v , усилие s и линейная масса m_0 постоянны, то уравнения (1) равносильны уравнениям в конечных разностях, которые для начального и конечного сечений стержня имеют следующий вид:

$$\begin{cases} [s_k(t+\tau) - s_n(t)] + am_0[v_k(t+\tau) - v_n(t)] = 0; \\ [s_n(t+\tau) - s_k(t)] + am_0[v_n(t+\tau) - v_k(t)] = 0; \end{cases}$$

где $\tau = \frac{H}{a}$.

Путем сдвига характеристик можно вычислить переменные с любым временным интервалом Δt . Однако применение метода характеристик, как и других методов, существенно усложняется, если в расчетной схеме, кроме последовательного соединения элементов, появляются параллельные связи. Если таких связей избежать нельзя, то для упрощения учитывают с запаздыванием на один шаг времени.

При составлении исходных уравнений для показанной на рисунке 1 схемы предположим, что время соударения подвижной m_1 и неподвижной m_2 масс мало, и вычисление переменных необходимо производить при сдвиге характеристик на шаг времени $\Delta t \ll \tau$. Для этого элемент с распределенными параметрами - пружину - условно разделим на число участков, длины которых равны $\Delta H = a\Delta t$. Стык двух таких участков описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} s_{cm}(t + \Delta t) - s_{y(i-1)}(t) + \\ + am_0[v_{cm}(t + \Delta t) - v_{y(i-1)}(t)] = 0; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} s_{cm}(t + \Delta t) - s_{yi}(t) - \\ - am_0[v_{cm}(t + \Delta t) - v_{yi}(t)] = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где s_{cm} , $s_{y(i-1)}$, s_{yi} , v_{cm} , $v_{y(i-1)}$, v_{yi} - внутренние усилия и скорости на стыке (i-1)-го и i-го участков.

С целью построения более экономичного алгоритма численных расчетов в дальнейшем общее решение задачи будем формировать из частных решений системы уравнений для стыков участков пружины и ее концевых сечений.

Решая систему уравнений (3) и (4), получим:

$$\begin{cases} s_{cm}(t + \Delta t) = -\frac{s_{yi}(t) + s_{y(i-1)}(t)}{2} - am_0 \frac{v_{yi}(t) - v_{y(i-1)}(t)}{2}, \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} v_{cm}(t + \Delta t) = \frac{v_{yi}(t) + v_{y(i-1)}(t)}{2} - \frac{s_{yi}(t) - s_{y(i-1)}(t)}{2am_0}, \end{cases} \quad (6)$$

Концевое сечение пружины,

опирающееся на корпус (массу m_2), характеризуется уравнениями:

$$\begin{aligned} s_k(t + \Delta t) - s_1^+(t) - am_0[v_k(t + \Delta t) - v_1^+(t)] &= 0; \quad (7) \\ v_k(t + \Delta t) &= v_4(t), \end{aligned}$$

где s_k , s_1 и v_k , v_1 - внутренние усилия и скорости на стыке пружины с корпусом и ближайшем стыке участков пружины, v_4 - скорость корпуса; "+" - индекс, обозначающий направление отсчета по координате x.

Решая уравнения (5) и (6) при условии (7) получаем

$$s_k(t + \Delta t) = s_1^+(t) + am_0[v_4(t) - v_1^+(t)]$$

Для концевого сечения пружины,

примыкающего к тарели, т. е. к массе m_1 , система уравнений будет иметь следующий вид:

$$s_2(t + \Delta t) - s_1(t) + am_0[v_2(t + \Delta t) - v_1^-(t)] = 0;$$

$$s_2(t + \Delta t) + p_1(t + \Delta t) - s_3(t + \Delta t) - R_{sign}[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] - \\ - m_1 \frac{v_2(t + \Delta t) - v_2(t)}{\Delta t} = 0,$$

$$s_3(t + \Delta t) + c_1[y_3(t + \Delta t) - y_2(t + \Delta t)] + \\ + h_2[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] = 0$$

$$s_3(t + \Delta t) + c_2[y_4(t + \Delta t) - y_3(t + \Delta t)] + \\ + h_1[v_4(t + \Delta t) - v_3(t + \Delta t)] + h_2[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] = 0;$$

$$s_3(t + \Delta t) - p_2(t + \Delta t) - s_4(t + \Delta t) - m_2 \frac{v_4(t + \Delta t) - v_4(t)}{\Delta t} + \\ + R_{sign}[v_2(t + \Delta t) - v_4(t)] = 0;$$

$$s_4(t + \Delta t) - c_3 y_4(t + \Delta t) - h_3 v_4(t + \Delta t) = 0$$

$$v_2(t + \Delta t) = \frac{y_2(t + \Delta t) - y_2(t)}{\Delta t}$$

$$v_3(t + \Delta t) = \frac{y_3(t + \Delta t) - y_3(t)}{\Delta t}$$

$$v_4(t + \Delta t) = \frac{y_4(t + \Delta t) - y_4(t)}{\Delta t}$$

где s_2 , s_3 , s_4 - внутренние усилия между пружиной и тарелью, между сосредоточенными массами m_1 и m_2 и в креплении клапана к основанию соответственно; v_2 , v_3 , v_4 и y_2 , y_3 , y_4 - скорости и величины смещения

приведенной масса тарели, штока и поршня m_1 , промежуточного узла модели клапанного уплотнения; m_2 - приведенная масса корпуса и жестко соединенных с ним элементов, кроме пружины; "-" - индекс, обозначающий направление отсчета по координате x ; c_1, c_2, c_3 - и h_1, h_2, h_3 - жесткости упругих безынерционных элементов и коэффициенты демпферов вязкого трения (значения жесткостей упругих элементов определяются экспериментально с учетом различных уровней действующих нагрузок и влияния изменений температуры на характеристики материала и прочих элементов) соответственно; P_1 – равнодействующая сил, действующих на поршень и зависящая от сил предварительного сжатия пружины, силы от управляющего давления, действующего на площадь поршня; P_2 – соответственно равнодействующая действию сил на тарель клапана; R - приведенная сила сухого трения в уплотнениях поршень-корпус, шток-корпус и в клапанном уплотнении.

Окончательно система уравнений (5) и (6) примет вид:

$$v_2(t + \Delta t) = \begin{cases} v_4(t) & \text{при } \frac{B_{11} + R}{B_{10}} \leq v_4(t) \leq \frac{B_{11} - R}{B_{10}}, \\ \frac{v_{11} + R}{B_{10}} & \text{при } v_4(t) < \frac{B_{11} + R}{B_{10}}, \\ \frac{B_{11} - R}{B_{10}} & \text{при } v_4(t) > \frac{B_{11} - R}{B_{10}}; \end{cases}$$

$$v_4(t + \Delta t) = -v_2(t + \Delta t) \frac{B_9}{B_8} + \frac{B_7}{B_8} + \frac{P_1(t + \Delta t) - P_2(t + \Delta t)}{B_8} - \frac{c_3 y_3(t)}{B_8} + \frac{m_1 v_2(t) + m_2 v_4(t)}{B_8 \Delta t};$$

$$s_2(t + \Delta t) = -am_0 v_2(t + \Delta t) + B_7;$$

$$s_3(t + \Delta t) = \frac{c_2}{B_4} [y_4(t) - y_3(t)] - \frac{B_2}{B_4} v_4(t + \Delta t) + B_5 v_2(t + \Delta t) - B_6;$$

$$s_4(t + \Delta t) = c_3 y_4(t) + v_4(t + \Delta t) B_1;$$

$$v_3(t + \Delta t) = \frac{B_3}{c_1 \Delta t} v_2(t + \Delta t) - \frac{y_3(t) - y_2(t)}{\Delta t} - \frac{s_3(t + \Delta t)}{c_1 \Delta t} - \frac{h_2 v_4(t)}{\Delta t};$$

$$y_2(t + \Delta t) = y_2(t) + v_2(t + \Delta t) \Delta t;$$

$$y_3(t + \Delta t) = y_3(t) + v_3(t + \Delta t) \Delta t;$$

$$y_4(t + \Delta t) = y_4(t) + v_4(t + \Delta t) \Delta t.$$

При расчетах внешние силы P_1 и P_2 полагаются известными, например из результатов эксперимента.

В состав внутреннего усилия s_3 входит контактное усилие

$$F_k(t + \Delta t) = s_3(t + \Delta t) - h_2 [v_2(t + \Delta t) - v_4(t)].$$

При условии $y_4 \geq y_2$ контакт между элементами клапанного уплотнения отсутствует, поэтому $F_k = 0$. Для учета такой ситуации в исходной системе уравнений принимается $c_1 = 0, c_2 = 0, h_1 = 0$. При этом решение системы упрощается.

Скорость $v_2(t)$ в исходном положении, т.е. в начале соударения масс m_1 и m_2 , принимается равной v_0 - начальной скорости перемещения тарели при соударении. Скорости отдельных участков пружины v_{yi} представляют собой линейно убывающую вплоть до нуля (в стыке с корпусом) зависимость, т. е. $v_k(t) = v_4(t) = 0$

2 Результаты расчета по предложенной методике

По предложенной методике был рассчитан пневмоклапан с уплотнением на основе поликарбоната ПК-М-3, конструктивная и расчетная схема которого представлена на рисунке 3. Исходные данные представлены в таблице 1.

На рисунке 4 представлена его математическая модель.

Таблица 1 - Исходные данные

Параметры	Единица измерения	Значение
Масса, кг	m1	0,026
	m2	0,025
	m3	2,22
Коэффициент демпфирования,	h1	0
	h2	10^3
	h5	10^5
Жесткость упругих элементов, Н/м	c1	10^{10}
	c5	$1,4 \cdot 10^6$
	c6	10^{10}
Сила сухого трения, Н	Rтр2	120
	Rтр4	5
Скорость звука в штоке, м/с	a	5000
Длина штока, м	l	0,075

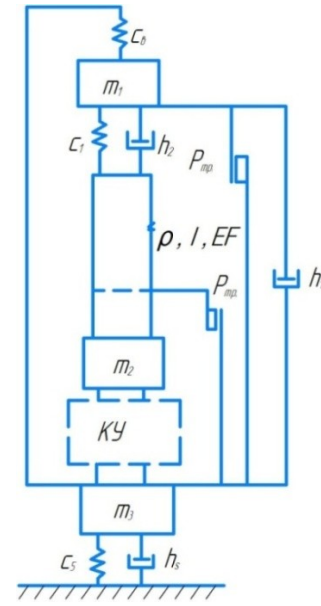


Рисунок 4. Расчетная схема пневмоклапана

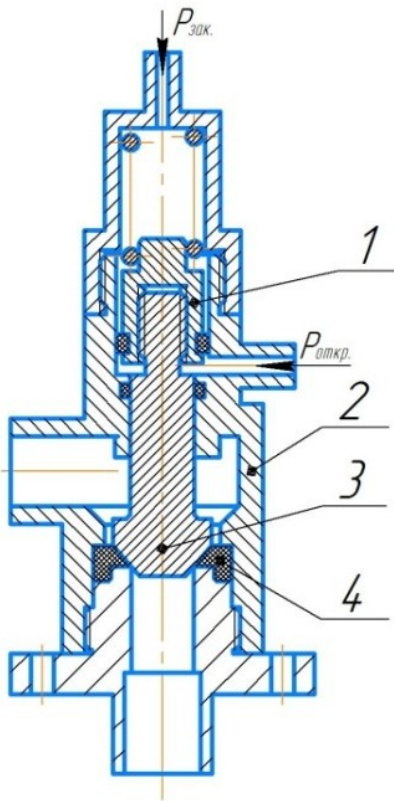


Рисунок 3. Конструктивная схема пневмоклапана с уплотнением типа "металл-полимер": 1- пневмопривод, 2- корпус, 3 - сменный клапан, 4 – седло

При этом по аналогии с данными эксперимента [7] получено, что закрытие клапана происходит при наличии повторных соударений элементов клапанного уплотнения (рисунок 5), сопровождающиеся вибрацией всего корпуса (рисунок 6). Если жесткость уплотнения задана постоянным значением $1,2 \cdot 10^8$ Н/м, то отскок тарели от седла отмечается при скоростях $\geq 0,13$ м/с. Если жесткость уплотнения - переменная величина, то отскок наблюдается при скоростях $\geq 0,18$ м/с.

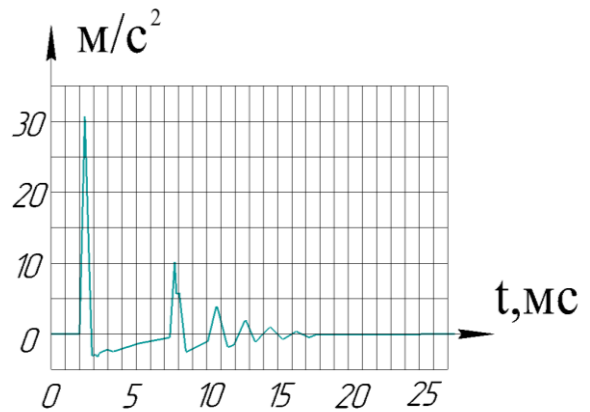


Рисунок 5. Временная зависимость ускорения тарели при начальной скорости 0,36м/с

Для температуры 77 К это происходит при скоростях $\geq 0,1$ м/с. Эти данные весьма близки к полученным экспериментально.

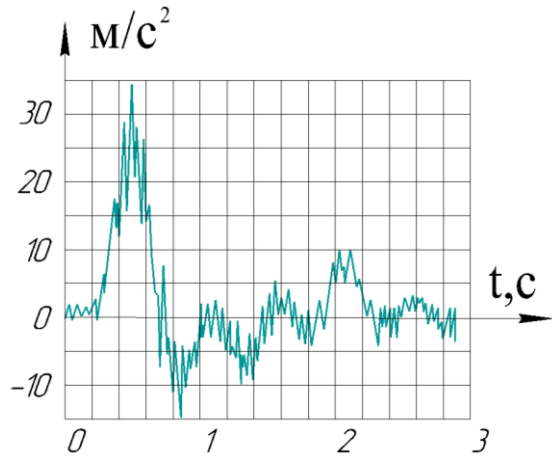


Рисунок 6. Временная зависимость ускорения корпуса при начальной скорости тарелки 0,36м/с

Одновременно были определены максимальные контактные усилия (рисунок 7), зависимость времени отрыва тарелки (рисунок 8), зависимость длительности контакта (рисунок 9), а также ускорения корпуса клапана (рисунок 10) в зависимости от скорости соударения при разной жесткости уплотнения.

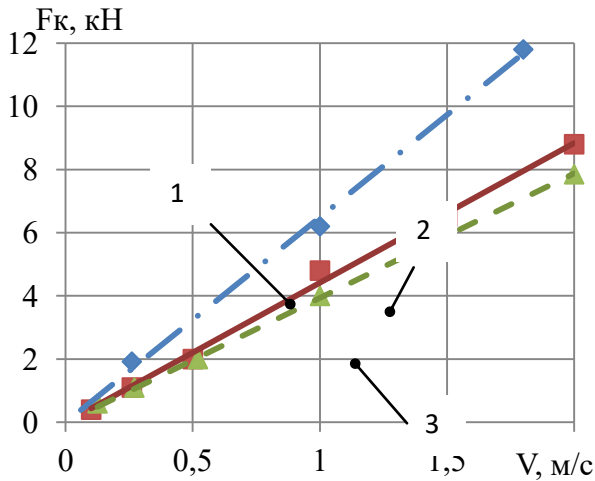


Рисунок 7– Зависимость контактного усилия от начальной скорости соударения:
 1- $c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К}$;
 2 - $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var}$;
 3- $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$

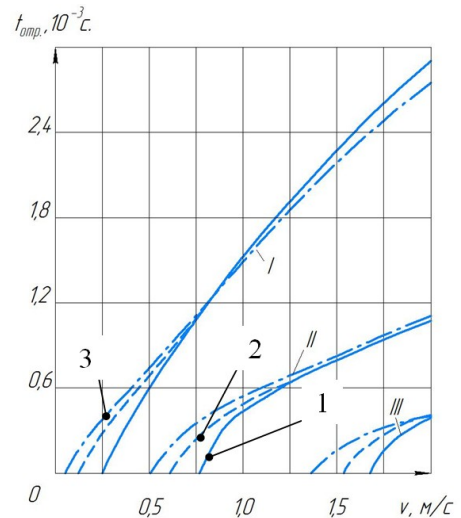


Рисунок 8. Зависимость времени отрыва от начальной скорости соударения (римскими цифрами обозначены номера соударений)

- 1- $c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К}$;
- 2 - $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var}$;
- 3- $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$

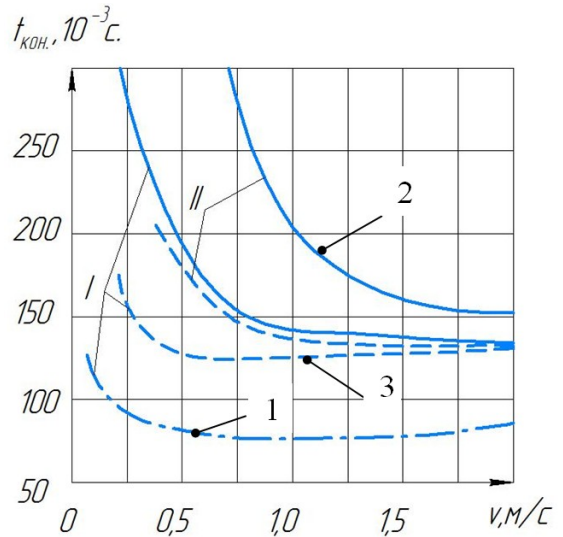


Рисунок 9. Зависимость длительности контакта от начальной скорости соударения (I – основное соударение, II– последующее соударение):

- 1- $c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К}$;
- 2 - $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var}$;
- 3- $c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$

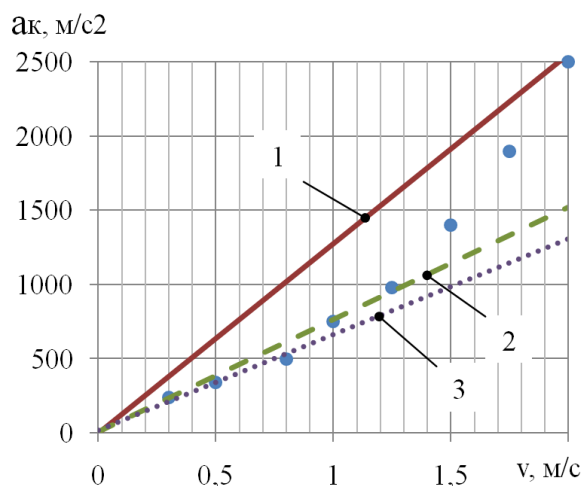


Рисунок 10. Зависимость ускорения корпуса клапана от начальной скорости соударения (эксперимент и теория):

$$1- c_3 = 5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 3 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; T = 77 \text{ К};$$

$$2- c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = \text{var};$$

$$3- c_3 = 2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c_4 = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}.$$

Таким образом видно из рисунков – 7, 8, 9, 10 сходимость результатов расчета и эксперимента при скоростях соударения до 1,2 м/с удовлетворительная, что особенно важно для авиационных гидропневмотопливных агрегатов, где скорость перемещения тарели клапана, как показывают экспериментальные исследования, не превышают 0,5 м/с.

3 Заключение

Проведенный анализ позволяет заключить, что предложенная математическая модель с достаточной достоверностью отражает динамические процессы при срабатывании пневмогидроклапана. Модель дает возможность:

- решать широкий круг задач с помощью специально разработанного алгоритма расчета,

- выбирать оптимальные параметры конструкции агрегатов, в том числе при эксплуатации агрегатов в условиях криогенных температур,

- прогнозировать ресурс наработки клапанных уплотнений

- обосновывать проведение ускоренных испытаний на отказ клапанных уплотнений.

4 Благодарности

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

Список использованных источников

- [1] А.с. 824726 (СССР) Прямоточный клапан / Орлов В. Н., Кондрашов Ю. И. и др. зарегистр. в Гос. реест. СССР 22.12.1980.
- [2] А.с. 1060858 (СССР) Прямоточный криогенный клапан / В. М. Квасов, Ю. И. Кондрашов и др. зарегист. в Гос. реест. СССР 15.08.1983.
- [3] А.с. 273025 (СССР) Криогенный управляемый клапан / В.М. Квасов, О. П. Мулюлин, Ю. И. Кондрашов зарегист. в Гос. реест. СССР 01.04.1988.
- [4] Бугаенко В. Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем / В. Ф. Бугаенко - М.: Машиностроение, 1979, 168 с.
- [5] Уалиев Г. Математическое моделирование динамики механических систем с переменными характеристиками / Г. Уалиев, З. Г. Уалиев. - Алматы: КазНПУ, 2006. – 275 с.
- [6] Герц Е. В. Динамика пневматических приводов машин автоматов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. - М.: Машиностроение, 1966. - 272 с.
- [7] Жилюкас П. Ю., Кондрашов Ю. И. Предельные скорости соударений и виброперегрузки клапанных уплотнений авиационных пневмогидросистем / П. Ю. Жилюкас, Ю. И. Кондрашов // . Надежность и долговечность машин и приборов: тезисы докладов 11 Всесоюзной научно-технической конференции. - Куйбышев, 1984. - С. 247-248.

EVALUATION OF THE DYNAMIC LOAD OF VALVE ELEMENTS FOR DETERMINING THE OPTIMAL PARAMETERS OF THE UNIT

**Yuriy I. Kondrashov,
Anna N. Vidyaskina,
Elena N. Ermilova,**

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

The article proposes a generalized mathematical model of the valve, based on the representation of its structural diagram in the form of interconnected viscoelastic elements. According to the proposed method, a pneumatic valve with a seal on the basis of polycarbonate PK-M-3 was calculated. Values of speed of movement of the plate of the valve, at which collisions of elements of the valve seal occur, accompanied by vibration of the whole body, are determined. The analysis showed that the proposed mathematical model with sufficient accuracy simulates the dynamic processes when the pneumatic valve is triggered. The developed mathematical model makes it possible to justify the implementation of accelerated life tests for the failure of valve seals.

Keywords: *dynamic loads, pneumatic valve, pneumatic valve design and design schemes, strength, tightness*

References

- [1] Orlov, V.N. and Kondrashov, Yu.I (1980), *Globe valve*, USSR, A.c. 824726.
- [2] Kvasov, V.M., Kondrashov, Yu.I. et all (1983), *Cryogenic globe valve*, USSR, A.c. 1060858.
- [3] Kvasov, V.M., Mulyulin, O.P. and Kondrashov, Yu.I. (1988), *Cryogenic globe valve*, USSR, A.c. 273025.
- [4] Bugaenko, V.F. (1979), *Pneumatic automation of Space and Missile System*, Mechanical engineering, Moscow, Russia, 168 p.
- [5] Ualiev, G. and Ualiev, Z.G. (2006), *Mathematical modeling of the dynamics of mechanical systems with variable characteristics*, KazNPU, Almaty, Kazakhstan, 275 p.
- [6] Gerts, E.V. and Kreynin, G.V. (1966), *Dynamics of pneumatic drives of automatic machines*, Mechanical engineering, Moscow, Russia, 272 p.
- [7] Zhilyuskas, P.Uy. and Kondrashov, Yu.I. (1984), "Extreme velocities of collisions and vibration overload of valve seals of aviation pneumatic hydraulic systems", *11th All-Union Scientific and Technical Conference, Reliability and Durability of Machines and Devices*, Kuibyshev, USSR, pp. 247-248.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И СИНТЕЗ НЕЛИНЕЙНОГО РЕГУЛЯТОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

Кузнецов А.В,
Макарьянц Г.М.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королёва
ул. Московское шоссе, д. 34, г.
Самара, 443086
a.v.kuznetsov91@mail.ru

В последнее время для моделирования динамики газотурбинных двигателей и синтеза регуляторов используют нейронные сети. Однако достаточно малое внимание уделено рационализации структуры нейронной сети для задач идентификации. Кроме того, нейронные сети в управлении часто применяют либо для подстройки коэффициентов ПИД-регуляторов, либо для управления на определённых режимах. Поэтому важными задачами являются исследование зависимости структуры нейронной сети от моделируемого параметра двигателя и синтез нейроконтроллера для управления двигателем во всём диапазоне режимов. Было проведено исследование структуры нейронной сети для моделирования частоты вращения ротора на основе испытаний двигателя. В результате была получена модель двигателя JetCat P-60 SE, для которого был синтезирован нейроконтроллер с учётом ограничений двигателя по расходу топлива. Полученные результаты позволяют сократить общее время, затрачиваемое на моделирование и синтез нелинейной системы управления газотурбинного двигателя.

Ключевые слова. Газотурбинный двигатель; идентификация; нелинейная модель; нейроконтроллер; нейронные сети

1 Введение

Для обеспечения качественной работы системы автоматического управления (САУ) газотурбинного двигателя необходима точная математическая модель его динамических процессов [1-5]. В последнее время значительный интерес многих авторов [6-11] вызывает использование моделей объектов в контуре системы управления. Одним из важнейших параметров работы таких моделей, работающих совместно с системой управления, является их вычислительная сложность. Это связано с тем, что расчёт контролируемых переменных должен выполняться параллельно с процессами, происходящими в двигателе, а они достаточно быстротечны и лежат в диапазоне частот от 0,01 Гц до 500 Гц [12]. Таким образом, применение традиционной математической модели, составленной из дифференциальных уравнений, описывающих физические

процессы в двигателе, вызывает серьёзные затруднения. Это связано с недопустимо большими временными затратами на реализацию итерационного процесса численного решения дифференциальных уравнений математической модели двигателя. Поэтому важной проблемой при разработке математических моделей, описывающих динамику ГТД, является повышение скорости расчётов при её использовании.

Другим фактором, влияющим на точность работы системы управления, является нелинейность объектов управления. Достаточно широкое распространение получили линейные регуляторы, однако они достаточно хорошо работают только для тех точек нелинейной характеристики, для которых они были настроены. Применение нелинейных регуляторов обеспечивает предсказуемое поведение сложных нелинейных объектов, к которым относятся газотурбинные двигатели, и позволяет

получить требуемую динамику и точность системы во всём диапазоне режимов работы двигателя [13]. В связи с этим, разработка нелинейных систем управления является актуальной задачей в течение последних нескольких десятилетий [14-16]. В связи с ужесточением требований ко времени создания всего двигателя важной задачей так же является сокращение времени разработки нелинейных систем управления.

2 Идентификация динамических характеристик объекта управления

Для идентификации динамических характеристик частоты вращения ротора малоразмерного газотурбинного двигателя использовалась NARX нейронная сеть с одним входом, одним выходом, одним скрытым слоем и единичной задержкой.

NARX сеть представляет собой персептрон с обратными связями из выходного слоя. Отличительной особенностью этого типа сетей является возможность использования различного количества задержек сигнала как из выходного слоя во входной, так и задержки во входном векторе. При этом количество элементов входного вектора и вектора обратной связи увеличивается пропорционально количеству задержек. Это позволяет моделировать более сложные зависимости. Однако, частота вращения ротора напрямую зависит от расхода топлива, что отражено в дроссельной характеристике двигателя, показанной на рисунке 1 сплошной линией. Поэтому было принято решение использовать единичные задержки на входе и выходе и варьировать только количество нейронов в скрытом слое.

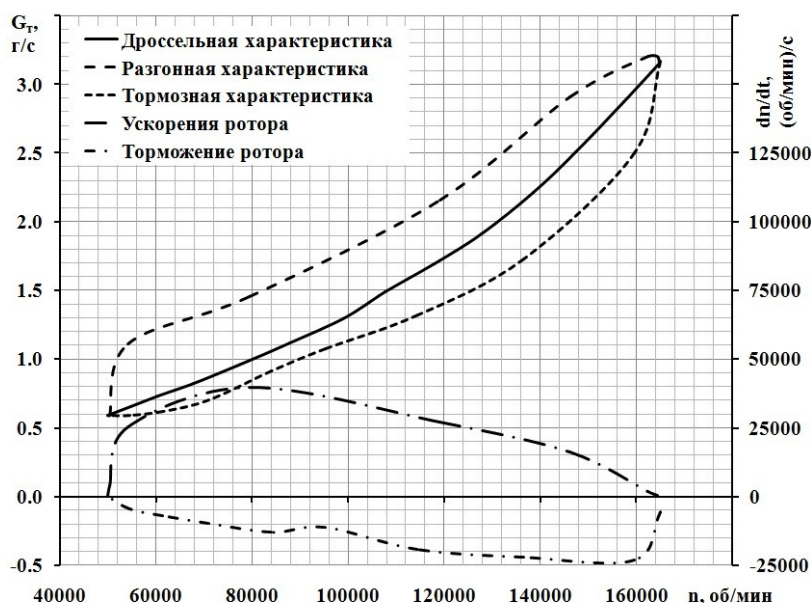


Рисунок 1. Динамическая характеристика двигателя

В качестве обучающей выборки был взят набор данных, полученных в результате испытаний двигателя и представляющих собой зависимость расхода топлива и частоты вращения ротора двигателя от времени. Так как весовым коэффициентам нейронов в начальный момент времени

присваивается случайное значение в определенном диапазоне, то было проведено 15 таких запусков с целью определения распределения точности полученной модели в зависимости от количества нейронов. Результаты этих вычислений представлены на рисунке 2.

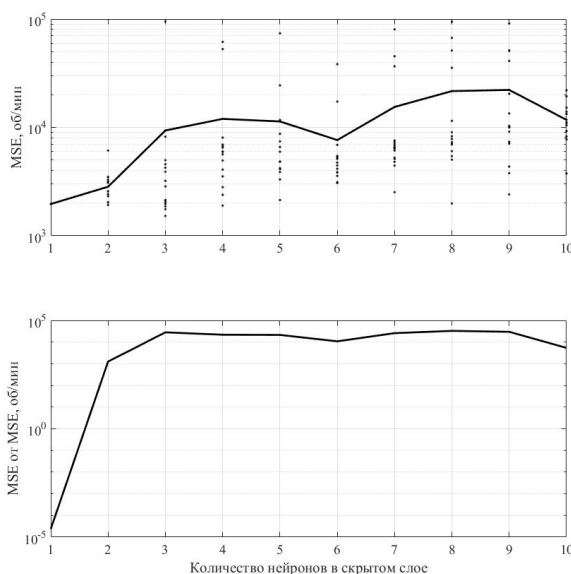


Рисунок 2. Зависимость точности идентификации от количества скрытых нейронов

Из рисунка 2 можно сделать вывод, что наилучшими характеристиками по точности обладает сеть, у которой один нейрон в скрытом слое, так как она характеризуется наименьшим среднеквадратичным отклонением от результатов эксперимента, а также наименьшим разбросом по отклонениям при каждом запуске. На

рисунке 3 изображён переходных процесс двигателя и полученной нейросетевой модели (сверху) и величина ошибки между моделью и двигателем (снизу). Средняя ошибка полученной модели по времени моделирования составила 0,9529%.

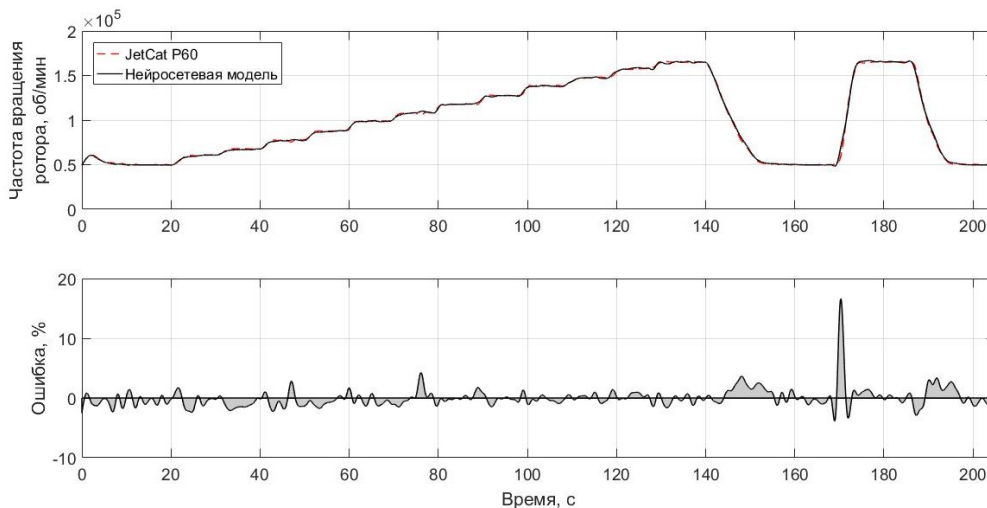


Рисунок 3. Результаты идентификации

3 Синтез нейроконтроллера

Нейроконтроллер представляет собой нейронную сеть прямого распространения с

одним скрытым слоем. Такая сеть была выбрана из-за возможности аппроксимировать любые зависимости

между входом и выходом, варьируя число скрытых нейронов [17].

Нейронная сеть имеет три входа: ошибка, интеграл ошибки и значение уставки; и один выход – расход топлива. Скрытый слой содержит 10 нейронов. Во входной и скрытый слой были добавлены смещения, представляющие собой добавочные нейроны на которых всегда присутствует значение, равное 1. Нейроны входного слоя, скрытого и выходного соединены матрицами. В первоначальный момент времени эти матрицы инициализируются случайными числами из интервала от -0,5 до 0,5, а затем в процессе обучения значения в матрицах подбираются так, чтобы выходное значение нейронной сети максимально близко соответствовало целевому значению.

Вычисление текущей ошибки рассогласования вычисляется на основании расположения в данный момент величины расхода топлива относительно его верхнего и нижнего значения (рис. 1). Если расход топлива лежит в допустимых пределах, то величина рассогласования остаётся неизменной и равной разности между уставкой и текущим значением частоты вращения, вычисленным в модели двигателя. Если значение расхода топлива больше максимально допустимого для данной частоты вращения, то алгоритм рассчитывает ошибку исходя из того, на сколько было превышено допустимое значение:

$$err = err_n + \frac{G - G_{mean}}{G_{max} - G_{mean}} |err_n|,$$

$$err = n_t - n_f,$$

$$G_{mean} = \frac{G_{max} + G_{min}}{2},$$

где err – значение рассогласования для обучения нейронной сети; err_n – значение рассогласования между уставкой и фактической частотой вращения; n_t – уставка; n_f – фактическая частота вращения; G – текущий расход топлива.

Если расход топлива меньше, чем минимально допустимый, то рассогласование вычисляется по следующей формуле:

$$err = err_n - \frac{G - G_{mean}}{G_{max} - G_{mean}} |err_n|.$$

Обучение нейронной сети проводится циклически – сначала производится симуляция системы регулятор-объект.

Следующим шагом производится коррекция весов, используя модифицированные значения ошибок. Затем симуляция повторяется снова. Цикл прерывается, когда среднеквадратичное значение ошибки не станет меньшим, либо равным установленному значению.

В результате обучения нейроконтроллера были получены графики переходных процессов, а так же линия рабочих режимов на динамической характеристике двигателя (рисунок 4).

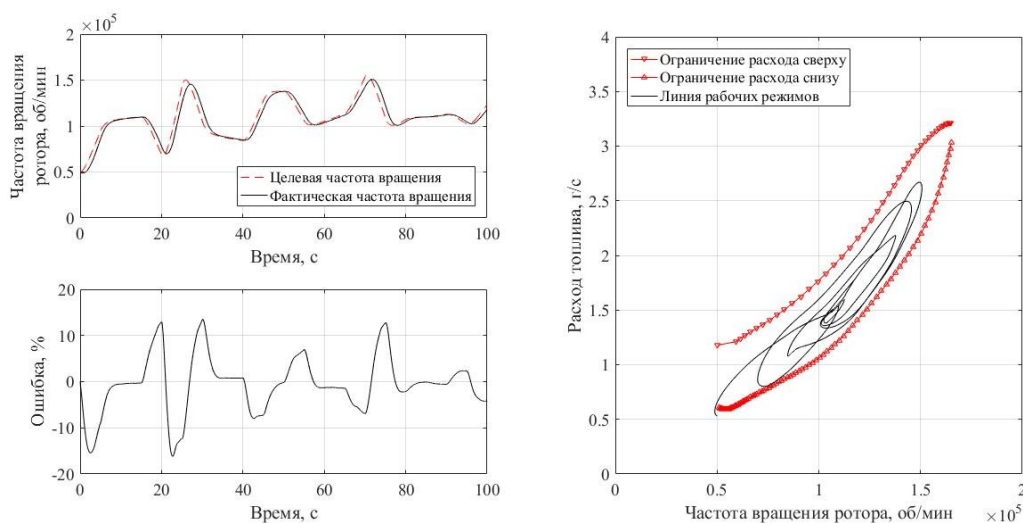


Рисунок 4. Результаты обучения нейроконтроллера

4 Заключение

В статье были показаны результаты исследования, посвящённого определению количества скрытых нейронов в сети, имитирующей зависимость частоты вращения ротора от расхода топлива для малоразмерного газотурбинного двигателя. Исследование показало, что наибольшую точность имеет нейронная сеть с одним нейроном в скрытом слое. При этом погрешность идентификации составила 0,9529%. Затем полученная модель использовалась для синтеза нейроконтроллера частоты вращения ротора двигателя. Обучение проводилось с учётом ограничений по расходу топлива. Полученные результаты позволяют сократить время идентификации динамики частоты вращения ротора газотурбинного двигателя, а так же синтезировать нелинейный регулятор с требуемыми ограничениями по расходу топлива.

Список использованных источников

[1] Camporeale S. M. Non-linear simulation model and multivariable control of a regenerative single shaft gas turbine / S. M. Camporeale, B. Fortunato, A. Dumas // IEEE Conference on Control Applications. Proceedings. -1997. - P. 721-723.

[2] Traverso A. Transient analysis of and control system for advanced cycles based on micro gas turbine technology / A. Traverso, F. Calzolari, A. Massardo // American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute, Turbo Expo (Publication) IGTI. - 2003. - Vol. 3. - P. 201-209.

[3] Cuevas L. C. Application of neurofuzzy speed and load control for gas turbine power units / L. C. Cuevas, S. D. L. Jayme, J. A. P. Reyes, J. A. L. Ciseña // 19th Annual Joint ISA POWID/EPRI Controls and Instrumentation Conference and 52nd ISA POWID Symposium. - 2009. – Vol. 477. - P. 352-366.

[4] Stöbel M. Rotating stall inception inside the low pressure compressor of a twin-spool turbofan engine / M. Stöbel, S. B. indl, R. Niehuis // Proceedings of the ASME Turbo Expo. - 2013. - Vol. 6A.

[5] Montazeri-Gh M. Hardware-in-the-Loop Simulation of Two-Shaft Gas Turbine Engine's Electronic Control Unit / M. Montazeri-Gh, S. Abyaneh, S. Kazemnejad // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and

Control Engineering. - 2016. - Vol. 230. – Issue 6. - P. 512-521.

[6] Camporeale S. M. high-fidelity real-time simulation code of gas turbine dynamics for control applications / S. M. Camporeale, B. Fortunato, M. A. Mastrovito // American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute, Turbo Expo (Publication) IGTI. - 2002. - Vol. 2A.- P. 169-182.

[7] Zhang H. Hardware-in-the-loop simulation study on the fuel control strategy of a gas turbine engine / H. Zhang, M. Su, S. Weong // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. - 2005. - Vol. 127. – Issue 3. - P. 693-695.

[8] Camporeale S. M. A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink / S. M. Camporeale, B. Fortunato, M. Mastrovito // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. - 2006. - Vol. 128. – Issue 3. - P. 506-517.

[9] Mansurova A.M. Mathematical modelling of turbine setting of engines and plants / A. M. Mansurova, A. P. Tunakov, A. S. Khamzin // 51st Israel Annual Conference on Aerospace Sciences. - 2011. - Vol. 1. - P. 372-381.

[10] Chapman J. W. Practical techniques for modeling gas turbine engine performance / J. W. Chapman, T. M. Lavelle, J. S. Litt // 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. - 2016.

[11] Gafurov S. HIL test bench for engine's fuel control systems investigation / S. Gafurov, L. Rodionov, A. Kryuchkov, H. Handroos // 30th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS. - 2016.

[12] Jaw L. C. Aircraft engine controls: design, system analysis, and health monitoring / L. C. Jaw, J. D. Mattingly // American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc. - 2009.

[13] Aircraft Engine Controls. Design, System Analysis, and Health Monitoring / C. J. Link, D. M. Jack // Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University Blacksburg. - 2009. - 397 p.

[14] Чернодуб А. Н. Обзор методов нейроуправления / А. Н. Чернодуб, Д. А. Дзюба // Проблемы программирования. - 2011. - Т.2. - С. 79-94.

[15] Isermann R. Perspectives of automatic control / R. Isermann // Control Engineering Practice. - 2011. - Vol.19. - P. 1399-1407.

[16] Tao G. Multivariable adaptive control: A survey / G. Tao // Automatica. - 2014. - Vol. 50. - P. 2737-2764.

[17] Cybenko G. Approximation by Superpositions of a Sigmoidal Function / G. Cybenko // Mathematics of Control, Signals and Systems. - 1989. - Vol. 2. – Issue 4. - P. 303-314.

DYNAMIC CHARACTERISTICS IDENTIFICATION AND NONLINEAR REGULATOR SYNTHESIS OF A SMALL GAS TURBINE ENGINE BASED ON NEURAL NETWORKS

Aleksandr V. Kuznetsov,
Georgiy M. Makaryants

Samara University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
a.v.kuznetsov91@mail.ru

Annotation. Latterly, neural networks have been used to simulate gas turbine engine dynamics and regulator synthesis. However, little attention has been paid to structure rationalizing of the neural network for identification problems. In addition, neural networks are often used for control issues. Usually these problems are tuning PID regulator coefficients or control in the certain modes. Therefore, it is important to study of the neural network structure dependence on the simulated engine parameter and the neurocontroller synthesis to control the engine in all modes. The neural network architecture was studied for rotor frequency parameter based on the engine tests. In the result neurocontroller was synthesized based on the JetCat P-60 SE engine model taking into account the limitations of the engine fuel consumption. The results allow us to reduce the total time to model engine and synthesys nonlinear controller.

Keywords: Gas turbine engine; identification; nonlinear model; neurocontroller; neural networks

References

- [1] Camporeale S.M., Fortunato, B. and Dumas, A. (1997), "Nonlinear simulation model and multivariable control of a regenerative single shaft gas turbine", *IEEE Conference on Control Applications*, Proceedings, pp. 721-723.
- [2] Traverso, A., Calzolari, F. and Massardo, A. (2003) "Transient analysis of and control system for advanced cycles based on micro gas turbine technology", International Gas Turbine Institute, Turbo Expo (Publication) IGTI, American Society of Mechanical Engineers, vol. 3, pp. 201-209.
- [3] Cuevas, L.C., Jayme, S.D.L., Reyes, J.A.P. and Ciseña, J.A.L. (2009), "Application of neurofuzzy speed and load control for gas turbine power units", *19th Annual Joint ISA POWID/EPRI Controls and Instrumentation Conference and 52nd ISA POWID Symposium*, vol. 477, pp. 352-366.
- [4] Stößel, M., Bindl, S. and Niehuis, R. (2013), "Rotating stall inception inside the low pressure compressor of a twin-spool turbofan engine", *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, vol. 6A.
- [5] Montazeri-Gh., M., Abyaneh, S. and Kazemnejad, S. (2016), "Hardware-in-the-Loop Simulation of Two-Shaft Gas Turbine Engine's Electronic Control Unit", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 230, Issue 6. pp. 512-521.
- [6] Camporeale, S.M., Fortunato, B. and Mastrovito, M. (2002), "A high-fidelity real-time simulation code of gas turbine dynamics for control applications", *International Gas Turbine Institute, Turbo Expo (Publication) IGTI*, American Society of Mechanical Engineers, vol. 2A, pp. 169-182.
- [7] Zhang, H., Su, M., Weng, S. (2005), "Hardware-in-the-loop simulation study on the fuel control strategy of a gas turbine engine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127, Issue 3. pp. 693-695.
- [8] Camporeale, S.M., Fortunato, B. and Mastrovito, M. (2006), "A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in Simulink", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 128, Issue 3, pp. 506-517.
- [9] Mansurova, A.M., Tunakov, A.P. and Khamzin, A.S. (2011), "Mathematical modelling of turbine setting of engines and plants», *51st Israel Annual Conference on Aerospace Sciences*, vol. 1, pp. 372-381.
- [10] Chapman, J.W., Lavelle, T.M. and Litt, J.S. (2016), "Practical techniques for modeling gas turbine engine performance", *52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*.
- [11] Gafurov, S., Rodionov, L., Kryuchkov, A. and Handroos, H. (2016), "HIL test bench for engine's fuel control systems investigation", *30th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS*.
- [12] Jaw, L.C. and Mattingly, J.D. (2009), "Aircraft engine controls: design, system analysis, and health monitoring", American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc.
- [13] Link, C.J. and Jack, D.M. (2009), *Aircraft Engine Controls. Design, System Analysis, and Health Monitoring*, Virginia Polytechnic Institute and State University Blacksburg, Virginia, USA, 397 p.
- [14] Chernodub, A.N. and Dzuba, D.A. (2011), "Overview of Neurocontrol Techniques" [Obzor metodov neyroupravleniya], *Programming issues*, vol. 2, pp. 79-94.

- [15] Isermann, R. (2011), "Perspectives of automatic control", *Control Engineering Practice*, vol. 19, pp. 1399-1407.
- [16] Tao, G. (2014), "Multivariable adaptive control: A survey", *Automatica*, vol. 50, pp. 2737-2764.
- [17] Cybenko, G. (1989), "Approximation by Superpositions of a Sigmoidal Function", *Mathematics of Control, Signals and Systems*, vol. 2, Issue 4, pp. 303-314.