

# DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

## ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 9, №3 (2023)

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  
<https://ssau.ru/>

<https://journals.ssau.ru/dynvibro/>

Главный редактор

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

Заместители главного редактора:

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

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

Технический редактор

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

Ответственный секретарь

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

Члены редакционной коллегии:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**Editor-in-chief:**

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

**Deputy editor-in-chief:**

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

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

**Technical Editor:**

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

**Executive Editor:**

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

**Members of the editorial board:**

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

## ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

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

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

**Тематика** работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

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

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

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

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

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

## PURPOSES AND SCOPE

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

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

**Area of interests** include but is not limited to:

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

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

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

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

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

## СОДЕРЖАНИЕ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГОФРИРОВАННОГО ВКЛАДЫША ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ЛЕПЕСТКОВОГО ПОДШИПНИКА <i>Бадыков Р.Р., Юртаев А.А., Григорьев Е.М., Ломачёв А.О.</i>	6
ВЛИЯНИЕ ГЛУБИНЫ НАДРЕЗА НА МНОГОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ ОБРАЗЦОВ ПРИ ОПЕРЕЖАЮЩЕМ ПОВЕРХНОСТНОМ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ <i>Павлов В.Ф., Вакулюк В.С., Сазанов В.П., Семёнова О.Ю., Матвеева К.Ф.</i>	16
ОЦЕНКА РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С УЧЁТОМ ПОКАЗАТЕЛЯ NTU <i>Тремкина О.В., Угланов Д.А., Шихалев В.И.</i>	23
ОБ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ НА СТЕНДЕ ДЛЯ ЧАСТОТНЫХ ИСПЫТАНИЙ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ И ДАТЧИКОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПОВЫШЕННОМ СРЕДНЕМ ДАВЛЕНИИ <i>Быстров Н.Д., Сафин А.И., Радин Д.В., Матвеев С.С.</i>	32
ОБ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ АВИАЦИОННОГО ГТД <i>Гришанов О.А.</i>	43
РАЗРАБОТКА КАСКАДНОГО АЛГОРИТМА МОНИТОРИНГА ДВИЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ В ХОДЕ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ <i>Киселева П.И., Печенина Е.Ю., Печенин В.А.</i>	49

Бадыков Р.Р.  
Юртаев А.А.  
Григорьев Е.М.  
Ломачёв А.О.

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

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

[badykov.rr@ssau.ru](mailto:badykov.rr@ssau.ru)  
[yurtaev.aa@ssau.ru](mailto:yurtaev.aa@ssau.ru)  
[grigorev.em@ssau.ru](mailto:grigorev.em@ssau.ru)  
[lomachev.ao@ssau.ru](mailto:lomachev.ao@ssau.ru)

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГОФРИРОВАННОГО ВКЛАДЫША ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ЛЕПЕСТКОВОГО ПОДШИПНИКА

*Статья посвящена процессу проектирования инструментов для изготовления гофрированного вкладыша газодинамического радиального лепесткового подшипника. В статье предлагается применение альтернативной технологии изготовления гофрированного вкладыша и решаются связанные с данной технологией задачи по прогнозированию, учёту и компенсации влияния остаточных упругих деформаций, возникающих при его изготовлении. Подчеркивается значимость использования численного метода конечных элементов для учёта остаточных деформаций и напряжений с целью минимизации негативного влияния остаточной упругой деформации.*

**Ключевые слова:** газодинамический подшипник; численная модель; пресс-форма; ANSYS Static Structural; штамповка; деформация

### 1 Введение

Процесс проектирования радиального газодинамического подшипника состоит из множества этапов. Основными этапами являются: выбор типа подшипника, конструктивного облика, расчёт его характеристик, создание моделей и конструкторской документации. Однако в процессе работы над каждым этапом необходимо учитывать какие технологии будут доступны для производства компонентов подшипника.

При изготовлении компонентов газодинамического радиального лепесткового подшипника необходимо решить две основные задачи: обеспечить его ресурс и несущую способность. Задача по обеспечению ресурса решается за счёт выбора режима работы подшипника, а также за счёт выбора антифрикционных покрытий, наносимых на внутреннюю поверхность наружного лепестка и вала. Задача по обеспечению несущей способности подшипника решается за счёт предварительного расчёта геометрии лепестков, гофрированных вкладышей и выбора метода их изготовления. При этом в литературе подробно изложены методики расчёта несущей способности подшипников данного

типа, однако информация, касающаяся изготовления гофрированных вкладышей, приводится редко [1-5].

Технологии изготовления ротора и наружных лепестков с требуемой точностью хорошо известны. Основные сложности возникают при производстве гофрированных вкладышей. Классический процесс изготовления гофрированных вкладышей включает в себя штамповку и последующую термообработку металлических листов заданной толщины. Однако вкладыши в процессе обработки металла давлением подвержены упругим деформациям после снятия нагрузки. Таким образом, неопределённость геометрии гофрированных вкладышей вследствие физики процесса изготовления будет оказывать влияние на жесткостные характеристики и, соответственно, на несущую способность подшипника.

В процессе проектирования технологической оснастки одним из способов снижения негативного влияния остаточных упругих деформаций на отклонение конечной геометрии изготовленных гофрированных вкладышей является добавление перегиба. Второй способ заключается в повышении температуры процесса штам-

повки, что позволяет снизить упругость материала. [6–8]. Данный процесс заключается в том, что после обработки металла давлением, гофрированные вкладыши вместе с матрицей и пуансоном помещаются в муфельную печь, где выдерживаются на протяжении 5-7 часов в зависимости от применяемого материала заготовки. Таким образом, для изготовления большой партии подшипников в короткий срок необходимо изготовить десятки матриц и пуансонов, либо процесс изготовления партии подшипников займёт существенное количество времени.

Альтернативой данному методу является известная технология изготовления элементов пластинчатых гидродинамических демпферов для опор газотурбинных двигателей [9]. Однако для использования данной технологии необходимо учесть остаточные упругие деформации, а также рассчитать напряжения в заготовке и профилированных шкивах с целью последующей компенсации деформации гофрированного вкладыша и введения поправок профилей шкивов при изготовлении. Одним из лучших способов для учёта влияния остаточных деформации является использование численного метода конечных элементов, что и было сделано в данной работе.

## 2 Исходные данные, разработка и настройки численной модели

Согласно результатам расчёта характеристик подшипника высота выступа гофрированного вкладыша должна составлять 0,45 мм, а длина 3,6 мм. Расстояние между соседними выступами должно составлять 4,6 мм (рисунок 1). Исследования проводились для заготовок толщиной 0,12 мм.

Материал демпфирующего листа – листовая сталь из прецизионного материала 36НХТЮ.

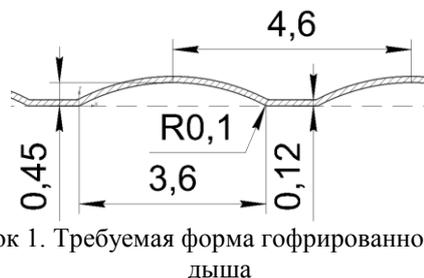


Рисунок 1. Требуемая форма гофрированного вкладыша

Для получения заданной формы было принято решение использовать метод прокатки заготовки между шкивами с зубчатым профилем. Шкивы было решено изготавливать из полимера eSUN Hard-Tough методом фотополимерной 3D печати SLA. Выбранный материал удовлетворяет требованиям для работы ролика механическими свойствами (таблица 1). За счёт SLA 3D печати обеспечивается изотропность механических свойств по объёму получаемой детали. Метод производства роликов обеспечит точность исполнения формы. При этом применение пластичных полимерных материалов для изготовления шкивов обеспечивает лучшее формирование гофры, в отличие от процесса изготовления гофры при использовании стальных формообразующих поверхностей [5, 10].

Для создания модели с целью изучения процессов изготовления гофрированных вкладышей использовался программный пакет ANSYS. Была построена параметрическая 2D модель одного зуба во встроенном CAEP Design Modeler (рисунок 2). При этом принято допущение о плоскопараллельном движении профилированных шкивов. В модели задавалась ширина заготовки в 60 мм для учёта усилия, необходимого для процесса формовки.

Таблица 1. Свойства материалов для расчёта

Свойство	Сталь 36НХТЮ	Смола eSUN Hard-Tough
Плотность, г/см <sup>3</sup>	7,97	1,05
Модуль Юнга, ГПа	200	2,5
Коэффициент Пуассона	0,3	0,3
Предел текучести, МПа	612,5	39
Касательный модуль упругости, МПа	735	193
Предел прочности, МПа	1150	126 (на сжатие)

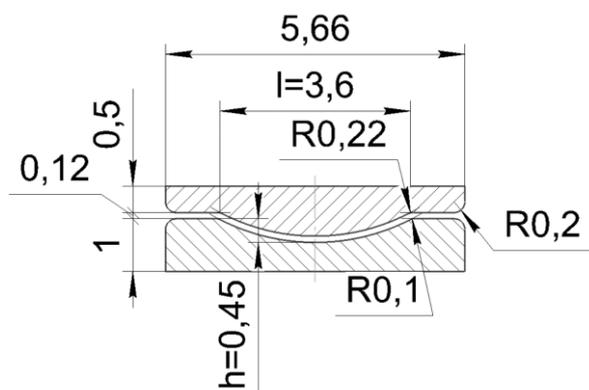


Рисунок 2. Исходные геометрические параметры профилированных шкивов для одного зуба

Для создания геометрической модели применялся модуль Design Modeler. Геометрическая модель является параметрической. В модели заложена возможность изменения высоты выступа с сохранением длины дуги окружности. Иными словами, чем больше высота выступа, тем он уже. Эта зависимость представлена линейным уравнением:

$$l = 3.9039[mm] - 0.678 \cdot h \quad (1)$$

Точная зависимость между высотой и шириной дуги при сохранении её длины

может быть определена при использовании тригонометрических функций. Однако разность результатов расчёта при использовании тригонометрических функций и линейной зависимости (1) составляет менее 0,03% для исследуемых размеров дуги и изменения её высоты на 0,2 мм.

Скругления по краям профилированных шкивов выполнены с целью предотвращения вырождения результатов расчёта при решении модели. Данные скругления не оказывают влияния на результат расчёта по формированию гофры.

Свойства применяемых материалов приведены в таблице 1: сталь 36НХТЮ и полимер eSUN Hard-Tough [11, 12].

Далее на геометрическую модель была наложена конечно-элементная сетка в модуле ANSYS Static Structural. Для этого модель заготовки была разбита на 5 элементов в толщину и 330 элементов в ширину. Рабочие поверхности профилированных шкивов разбиты на КЭ размером 0,02 мм. Тип конечных элементов – PLANE183. Общее количество КЭ составило 5971 (рисунок 3).

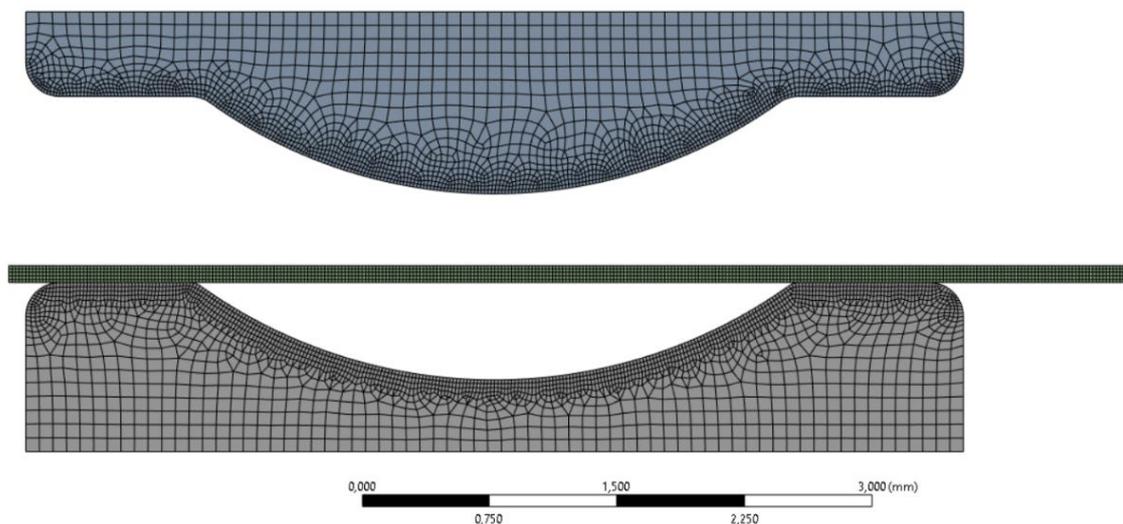


Рисунок 3. 2D КЭ сетка модели для одного выступа

Расчёт проводился в нестационарной постановке в два этапа. Первый этап длится от 0 до 0,8 с, а второй от 0,8 до 1,0 с. Каждый исследуемый временной этап был

разбит на 1000 временных отрезков. Тем самым приращение по времени для первого этапа составило 0,0008 с, а для второго 0,0002 с соответственно. В модели была

включена опция учёта больших деформаций (Large Deformation - ON).

В ходе расчёта учитывались контактные нагрузки. Влияние трения не учитывалось. Использовались контактные пары без трения («Frictionless»). Контактные поверхности показаны на рисунке 4. Для обеих контактных пар были применены следующие настройки:

- Formulation → Pure penalty;
- жёсткость в нормальном направлении задавалась в виде коэффициента и равнялась 0,12 (Normal stiffness → Factor → 0,12);
- жёсткость обновлялась каждую итерацию (Update stiffness → Each Iteration);
- радиус области захвата контакта – 0,1 мм (Pinball Radius → 0,1 mm)
- Interface Treatment → Adjust to Touch.

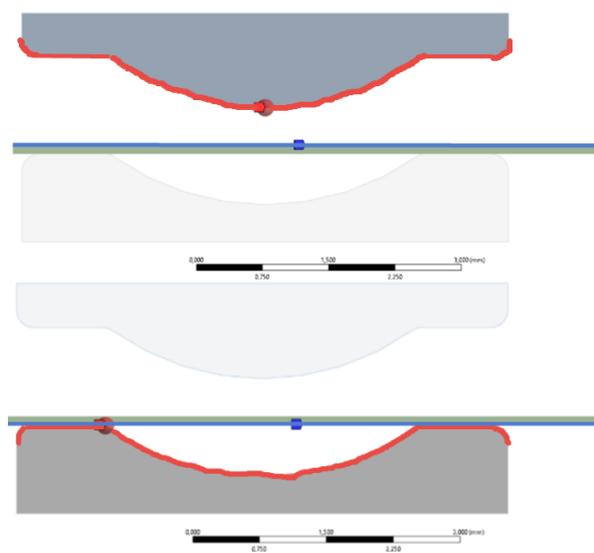


Рисунок 4. Контактные пары

Для расчёта были заданы следующие граничные условия (рисунок 5):

- ограничение движения нижнего шкива по поверхности (A);
- перемещение верхнего шкива на 1 мм вниз до полного контакта нижнего шкива и верхнего с заготовкой на первом этапе. Последующее перемещение верхнего шкива на 0,4 мм вверх для измерения остаточной деформации заготовки на втором этапе;

- закрепление левого края заготовки в точке (B) для исключения статической неопределённости задачи.

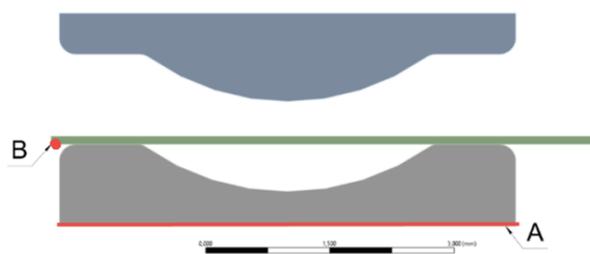


Рисунок 5. Ограничения модели

Этапы расчёта модели представлены на рисунке 6.

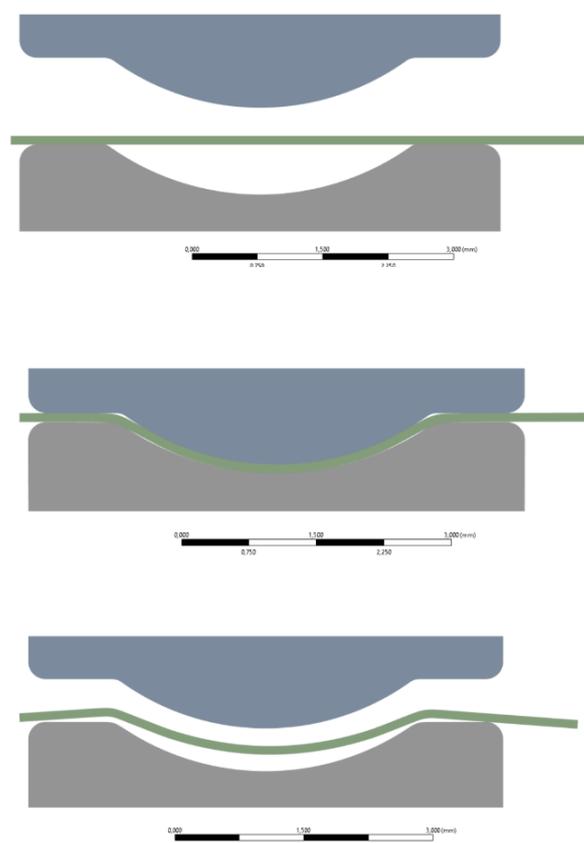


Рисунок 6. Этапы расчёта модели

В результате была создана нестационарная структурная конечно-элементная параметрическая модель для определения величины остаточных деформаций гофрированного вкладыша после процесса его изготовления.

### 3 Обработка результатов расчёта модели

Для обработки результатов расчёта была разработана подпрограмма, написанная на встроенном в Ansys языке APDL.

Данная подпрограмма считывает номер, а затем и положение трёх узлов сетки, принадлежащей модели заготовки. По координатам трёх точек окружности вычисляются положение её центра и радиус. Схема, описывающая алгоритм расчёта, представлена на рисунке 7.

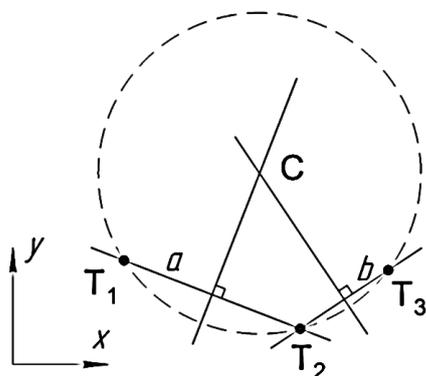


Рисунок 7. Описание обработки результатов

Через пары точек проводятся две прямые. Первая прямая  $a$  проходит через точки  $T_1$  и  $T_2$ , а прямая  $b$  – через  $T_2$  и  $T_3$ . Уравнения этих прямых будут:

$$y_a = m_a(x - x_1) + y_1; \quad (2)$$

$$y_b = m_b(x - x_2) + y_2, \quad (3)$$

где  $m$  – коэффициент наклона линии, получаемый из выражений:

$$m_a = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}; \quad (4)$$

$$m_b = \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}. \quad (5)$$

Центр окружности находится на пересечении двух перпендикулярных прямых, проходящих через середины отрезков  $T_1T_2$  и  $T_2T_3$ . Прямая, перпендикулярная к линии с коэффициентом наклона  $m$ , имеет коэффициент наклона  $-1/m$ , значит уравнения прямых, перпендикулярных  $a$  и  $b$  и прохо-

дящих через середины  $T_1T_2$  и  $T_2T_3$ , будут иметь следующий вид:

$$y'_a = -\frac{1}{m_a} \left( x - \frac{x_1 + x_2}{2} \right) + \frac{y_1 + y_2}{2}; \quad (6)$$

$$y'_b = -\frac{1}{m_b} \left( x - \frac{x_2 + x_3}{2} \right) + \frac{y_2 + y_3}{2}. \quad (7)$$

Прямые пересекаются в центре окружности  $C$ . Решение относительно  $x$  выглядит следующим образом:

$$x_c = \frac{m_a m_b (y_1 - y_3) + m_b (x_1 + x_2) - m_a (x_2 + x_3)}{2(m_b - m_a)}. \quad (8)$$

Координата  $y_c$  центра окружности вычисляется по ранее выведенному выражению (6). Зная координаты центра окружности, можно вычислить её радиус по формуле:

$$r = \sqrt{(x_1 - x_c)^2 + (y_1 - y_c)^2} \quad (9)$$

Таким образом, разработанная подпрограмма позволяет рассчитать радиус роликов для изготовления гофрированного вкладыша, исходя из известной формы выступов гофры.

### 4 Результаты расчёта

По результатам серии расчётов были получены зависимости влияния высоты и длины выступов профилированных шкивов на радиус гофра заготовки (рисунок 8). Целевое значение радиуса гофры заготовки равняется  $r_{цел} = 3,7482$  мм, что соответствует расчётной форме выступа. Процесс оптимизации был осуществлён с использованием модуля оптимизации Ansys (*Direct Optimization*).

В результате проведённой серии расчётов было установлено, что для достижения требуемой формы гофрированного вкладыша необходимо, чтобы профиль шкивов имел высоту выступа равную 0,57 мм и ширину выступа равную 3,51 мм.

Результаты расчёта модели представлены на рисунках 9 – 12. На рисунках 9 и 10

представлены эквивалентные напряжения профилированных шкивов и заготовки соответственно.

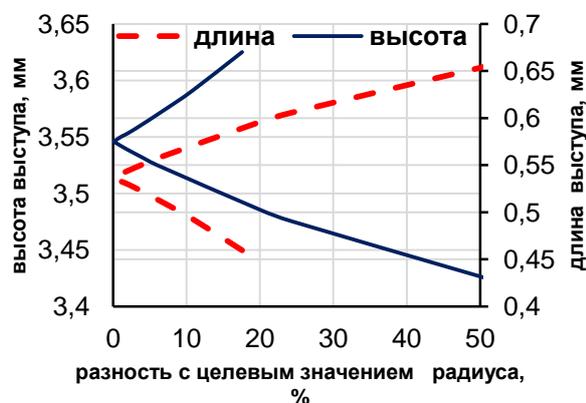


Рисунок 8. Зависимости влияния высоты и длины выступов шкивов на радиус гофра

Величины эквивалентных напряжений не превысили предельных значений для применяемых материалов. Максимальные напряжения составили: 803,42 МПа – для заготовки, 71,80 МПа – для нижнего шкива, 42,06 МПа – для верхнего шкива. Таким образом коэффициенты запаса составили 1,75 для нижнего шкива и 3 для верхнего шкива. Что позволяет сделать вывод о возможности использования данного полимера для производства профилированных шкивов.

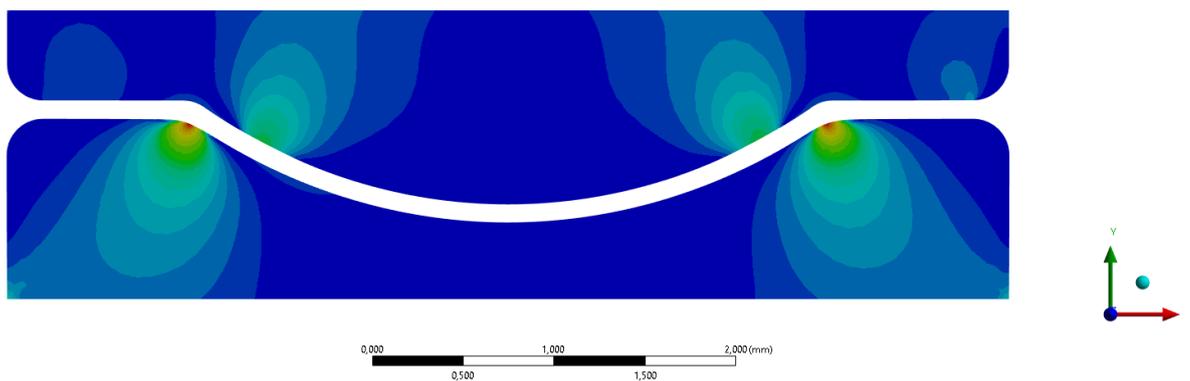
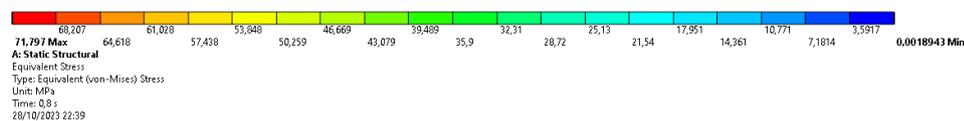


Рисунок 9. Эквивалентные напряжения шкивов

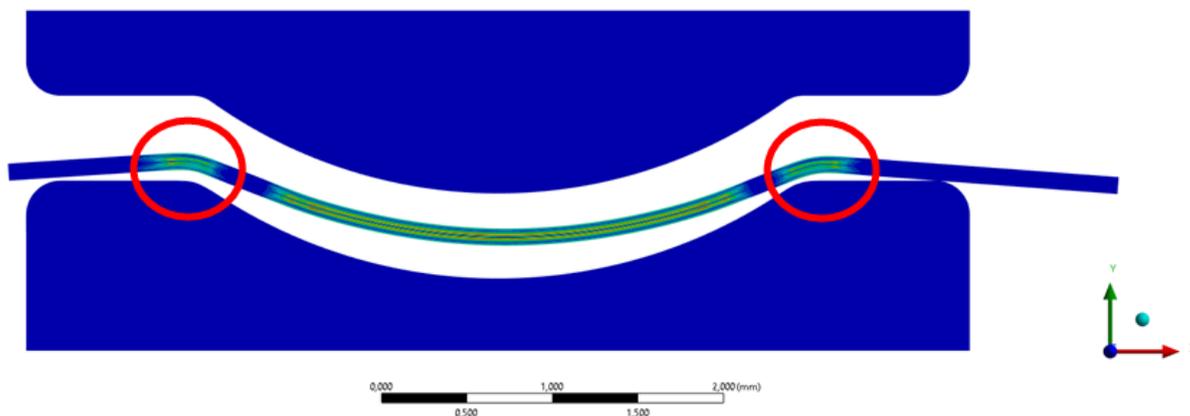
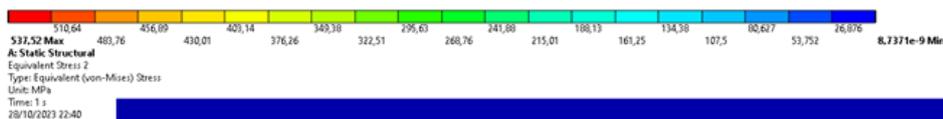


Рисунок 10. Эквивалентные напряжения заготовки

В соответствии с результатами численного расчёта видно, что наибольшая величина остаточной упругой деформации возникает в областях перехода плоской части в выступ (рисунок 10). Это связано с изменением кривизны в данной точке, что может оказывать негативное влияние на геометрию изготавливаемого гофрированного

вкладыша. В качестве одного из способов снижения напряжений в данной точке предлагается добавить галтельные переходы и скругления в профили шкивов.

Максимальные величины деформации составили: 0,02 мм для нижнего шкива (рисунок 11) и 0,004 мм для верхнего шкива (рисунок 12).

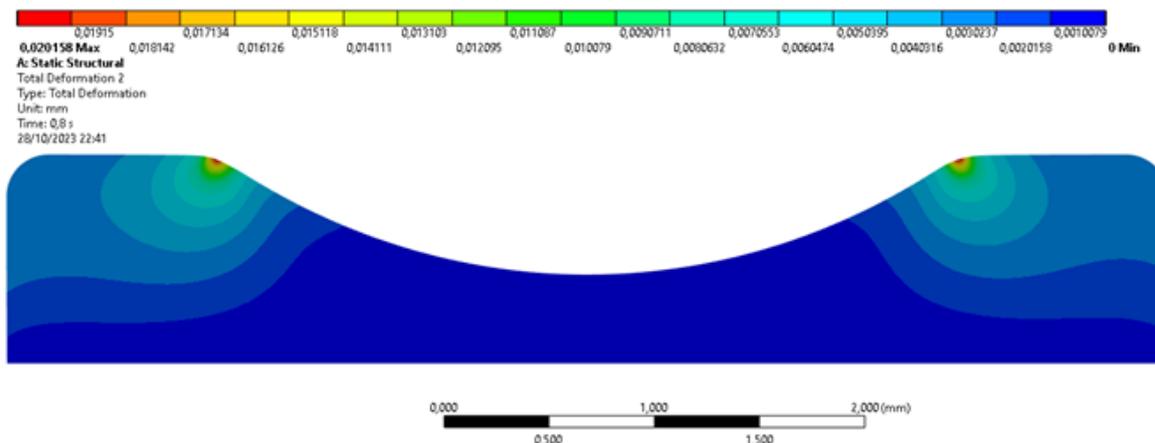


Рисунок 11. Деформация нижнего шкива

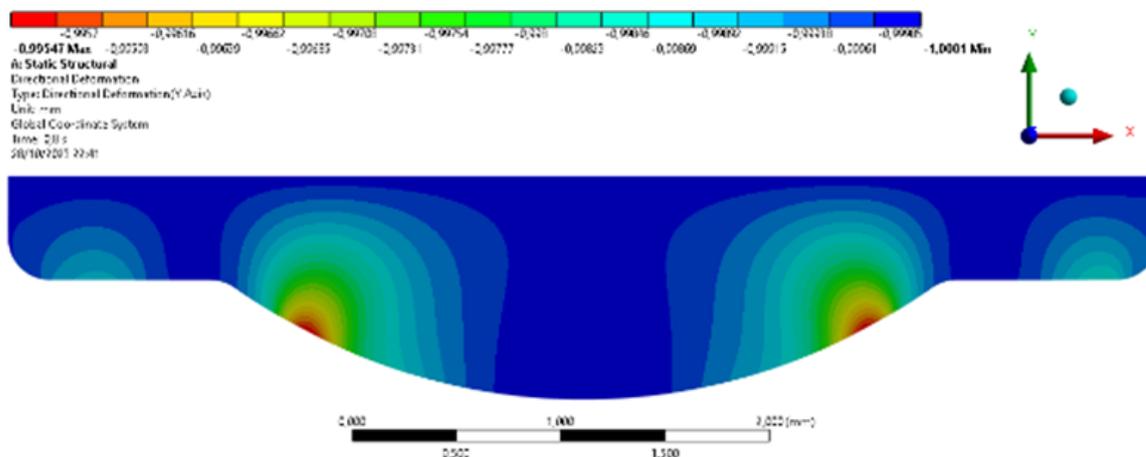


Рисунок 12. Деформация верхнего шкива

На рисунке 13 приведено сравнение форм гофрированного вкладыша после процесса формовки: без поправок формы зуба профилированных шкивов, с поправ-

ками формы зуба и требуемая форма согласно результатам аналитического расчёта.

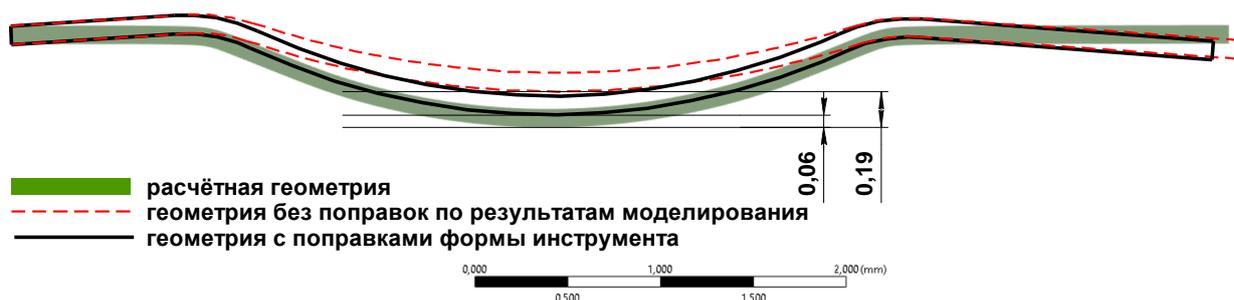


Рисунок 13. Сравнение результатов расчёта остаточных деформаций

Согласно полученным результатам расчёта форма выступа гофры в результате введения поправок профиля зуба шкивов точнее соответствует требуемой расчётной геометрии в отличие от формы гофры с использованием исходной геометрии. Разница между расчётной формой и формой без поправок составляет 0,19 мм, в то время как разница между расчётной формой и формой с поправками составляет 0,06 мм.

На основе проведённых расчётов была разработана конструкторская документация на профилированные шкивы. Далее данные шкивы были изготовлены и испытаны (рисунок 14).

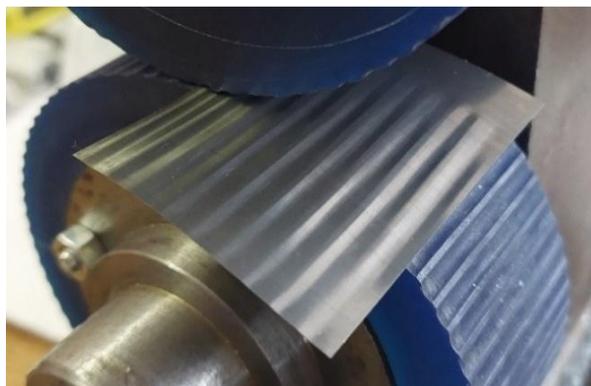


Рисунок 14. Изготовленные профилированные шкивы

В результате серии расчётов было установлено, что для достижения требуемой геометрии гофрированного вкладыша необходимо внести следующие поправки в профиль шкива: высота выступа должна составлять 0,57 мм, а его ширина равняться 3,51 мм.

## 5 Заключение

В результате выполнения работы по моделированию процесса изготовления гофрированного вкладыша газодинамического лепесткового подшипника сделаны следующие основные выводы:

1. Разработана численная параметрическая модель процесса изготовления гофрированного вкладыша для определения поправок геометрии профиля шкива. Данная модель позволяет рассчитать радиус зуба для изготовления гофрированного вкладыша, исходя из известной формы выступов гофры. Разница между расчётной формой и формой без поправок составила 0,19 мм, в то время как разница между расчётной формой и формой с поправками составила 0,06 мм.

2. В соответствии с результатами структурного расчёта величины эквивалентных напряжений профилированных шкивов и заготовки не превысили предельных значений для используемых материалов. Максимальные напряжения для профилированных шкивов составили 71,80 МПа и 42,06 МПа. Получены следующие коэффициенты запаса для профилированных шкивов: 1,75 и 3. Таким образом, применение полимера eSUN Hard-Tough для изготовления профилированных шкивов с использованием технологии фотополимерной 3D печати SLA является обоснованным решением.

3. Согласно результатам численного расчёта наибольшая величина остаточной упругой деформации возникает в областях перехода плоской части в выступ. Это свя-

зано с изменением кривизны в данной точке, что оказывает негативное влияние на геометрию изготавливаемого гофрированного вкладыша. В качестве одного из способов снижения напряжений в данной точке предлагается добавить галтельные переходы и скругления в профиль шкивов.

#### Список использованных источников

- [1] Ruscitto, D. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine. 1 – Journal bearing performance: tech. rep. / D. Ruscitto, J. McCormick, S. Gray. – Latham, New York – Apr. 1978.
- [2] Chen, H. M. Application of foil bearings to helium turbocompressor / H. M. Chen, R. Howarth, W. M. Soyars, J. C. Theilacker, G. Bernard // Proceedings of the 30th Turbomachinery Symposium. – 2001. – pp. 103–114.
- [3] DellaCorte, C. Design, Fabrication, and Performance of Open Source Generation I and II Compliant Hydrodynamic Gas Foil Bearings / C. DellaCorte, K. C. Radil, R. J. Bruckner, S. A. Howard // Tribology Transactions. – May 2008. – vol. 51, pp. 254–264.
- [4] Dykas, B. Design, Fabrication, and Performance of Foil Gas Thrust Bearings for Microturbomachinery Applications / B. Dykas, R. Bruckner, C. DellaCorte, B. Edmonds, J. Prah // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – Oct. 2008. – vol. 131. – pp. 1–19.
- [5] Shalash, K. An Experimental Study of Gas Lubricated Foil Journal Bearings Using an Instrumented Rotor with Wireless Telemetry : D. Sc. Thesis / K. Shalash. – EPFL, Lausanne, Switzerland, 2019.
- [6] Ozturk, F. Effect of Warm Temperature on Springback Compensation of Titanium Sheet / F. Ozturk, R. E. Ece, N. Polat, A. Koksal // Materials and Manufacturing Processes. – Aug. 2010. – vol. 25. – pp. 1021–1024.
- [7] Zhan, L. A review of the development of creep age forming: Experimentation, modelling and applications / L. Zhan, J. Lin, T. A. Dean // International Journal of Machine Tools and Manufacture – Jan. 2011. – vol. 51. – pp. 1–17.
- [8] Moon, Y. H. Effect of tool temperature on the reduction of the springback of aluminum sheets / Y. H. Moon, S. S. Kang, J. R. Cho, T. G. Kim // Journal of Materials Processing Technology. – Jan. 2003. – vol. 132. – pp. 365–368.
- [9] Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов / Ю. К. Пономарев, Ю. Н. Проничев, Д. Е. Чегодаев [и др.]. – Самара : Изд-во СГАУ, 1998. – 234 с. : ил.
- [10] Żywica, G. A new method of manufacturing a foil bearing using tools made by the rapid prototyping technology / G. Żywica, P. Bagiński, A. Andrearczyk // CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. – 2020. – vol. 31. – pp. 514–524, ISSN 1755-5817, <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2020.08.003>.
- [11] Механические свойства полимера eSUN Hard-Tough [сайт]: – URL: [https://esun-3d.ru/catalog/fotopolimernye\\_smoly/5677/?oid=5678](https://esun-3d.ru/catalog/fotopolimernye_smoly/5677/?oid=5678) (дата обращения 4.12.2023)
- [12] Туманов, А. Т. Авиационные материалы. Т. 2: Коррозионностойкие и жаростойкие стали и сплавы / А. Т. Туманов – Москва : ВИАМ, 1989 – 368 с.

**Badykov R.R.**  
**Yurtaev A.A.**  
**Grigorev E.M.**  
**Lomachev A.O.**

**MANUFACTURING PROCESS SIMULATION  
OF A BUMP FOIL FOR A GAS FOIL BEARING**

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse,  
Samara, 443086,  
Russian Federation

[badykov.rr@ssau.ru](mailto:badykov.rr@ssau.ru)

[yurtaev.aa@ssau.ru](mailto:yurtaev.aa@ssau.ru)

[grigorev.em@ssau.ru](mailto:grigorev.em@ssau.ru)

[lomachev.ao@ssau.ru](mailto:lomachev.ao@ssau.ru)

*The paper describes the tools design process for manufacturing the bump foil of a radial gas foil bearing. The paper proposes an alternative technology for manufacturing the bump foil and a solution to the issues related to this technology, accounting for the compensating effects of residual elastic deformations after the manufacturing process. The significance of the finite element method implementation for residual deformations and stresses accounting is emphasized, aiming to minimize the negative impact of residual elastic deformation on the bearing operational parameters.*

**Keywords:** gas dynamic bearing; numerical mode; mold; ANSYS Static Structural; stamping; deformation

## References

- [1] Ruscitto, D., McCormick, J. and Gray S. (Apr. 1978), *Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine. 1: Journal bearing performance*, Mechanical Technology Incorporated, Latham, New York.
- [2] Chen, H. M., Howarth, R., Soyars W. M., Theilacker J. C. and Bernard G. (2001), "Application of foil bearings to helium turbocompressor", *Proceedings of the 30th Turbomachinery Symposium*, pp. 103–114.
- [3] DellaCorte, C., Radil K. C., Bruckner R. J. and Howard S. A. (May 2008), "Design, Fabrication, and Performance of Open Source Generation I and II Compliant Hydrodynamic Gas Foil Bearings", *Tribology Transactions*, vol. 51, pp. 254–264.
- [4] Dykas, B., Bruckner, R., DellaCorte, C., Edmonds, B. and PrahJ, J. (Oct. 2008), "Design, Fabrication, and Performance of Foil Gas Thrust Bearings for Microturbomachinery Applications", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 131, pp. 012301–012301.
- [5] Shalash, K. (2019). An Experimental Study of Gas Lubricated Foil Journal Bearings Using an Instrumented Rotor with Wireless Telemetry, D. Sc. Thesis, EPFL, Lausanne, Switzerland.
- [6] Ozturk, F., Ece, R. E., Polat, N. and Koksal, A. (Aug. 2010), "Effect of Warm Temperature on Springback Compensation of Titanium Sheet", *Materials and Manufacturing Processes*, vol. 25, pp. 1021–1024.
- [7] Zhan, L., Lin J. and Dean, T. A. (Jan. 2011), "A review of the development of creep age forming: Experimentation, modelling and applications", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 51, pp. 1–17, Jan.
- [8] Moon, Y. H., Kang, S. S., Cho, J. R. and Kim, T. G. (Jan. 2003), "Effect of tool temperature on the reduction of the springback of aluminum sheets", *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 132, pp. 365–368.
- [9] Ponomarev, Y.K., Pronichev, YU.N., Chegodaev, D.E., Vershigorov, V.M. and Kirilin, A.N. (1998), *Mnogosloynnye dempfery dvigateley letatel'nyh apparatov* [Multilayer dampers for aircraft engines], Izdatel'stvo SGAU, Samara, Russia. (in Russian).
- [10] Żywica, G., Bagiński, P. and Andrearczyk, A (2020), "A new method of manufacturing a foil bearing using tools made by the rapid prototyping technology", *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, vol. 31, pp. 514–524, ISSN 1755-5817, <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2020.08.003>.
- [11] Mechanical properties of polymer eSUN Hard-Tough [сайт]: – URL: [https://esun-3d.ru/catalog/fotopolimernye\\_smoly/5677/?oid=5678](https://esun-3d.ru/catalog/fotopolimernye_smoly/5677/?oid=5678) (Accessed 4 December 2023)
- [12] Tumanov, A. T.(1989), *Aviatsionnye materialy* [Aviation materials]. Vol. 2: Korrozionnostoykie i zharostoykie stali i splavy [Corrosion-resistant and heat-resistant steels and alloys], VIAM, Moscow. (in Russian).

## ВЛИЯНИЕ ГЛУБИНЫ НАДРЕЗА НА МНОГОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ ОБРАЗЦОВ ПРИ ОПЕРЕЖАЮЩЕМ ПОВЕРХНОСТНОМ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

Павлов В.Ф.  
Вакулюк В.С.  
Сазанов В.П.  
Семёнова О.Ю.  
Матвеева К.Ф.

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

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

[pavlov.vf@ssau.ru](mailto:pavlov.vf@ssau.ru)

Исследовано влияние глубины надреза полукруглого профиля на многоцикловую усталость сплошных и полых цилиндрических образцов из стали 20 диаметром 25 мм при опережающем поверхностном пластическом деформировании. Выявлено, что с повышением глубины надреза от 0,3 мм до 1,0 мм предел выносливости образцов с надрезом уменьшается при одной и той же упрочняющей обработке. Для сохранения эффекта упрочнения при многоцикловой усталости с увеличением глубины надреза необходимо увеличивать толщину упрочнённого поверхностного слоя образцов при опережающем поверхностном пластическом деформировании. Установлено, что для оценки влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов с надрезами различной глубины следует использовать критерий среднеинтегральных остаточных напряжений, вычисленных по толщине поверхностного слоя опасного поперечного сечения образца, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости.

**Ключевые слова:** цилиндрический образец; поверхностное упрочнение; надрез различной глубины; остаточные напряжения; предел выносливости

В работе исследовалось влияние глубины надреза на предел выносливости при изгибе сплошных образцов диаметром  $D_1 = 25$  мм и образцов с отверстием  $D_1/d = 25/15$  мм/мм (рисунок 1) после опережающего поверхностного пластического деформирования (ОППД), при котором надрезы наносятся после упрочнения гладких образцов. Гладкие образцы из стали 20 ( $\sigma_s = 522$  МПа,  $\sigma_T = 395$  МПа,  $\delta = 26,1\%$ ,  $\psi = 65,9\%$ ,  $S_k = 1416$  МПа) упрочнялись пневмодробеструйной обработкой (ПДО) дробью диаметром 1,5 – 2 мм при давлении воздуха 0,25 МПа в течение 10 минут, а также обкаткой роликом (ОР) диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилии  $P = 0,5$  кН (ОР-1) и  $P = 1,0$  кН (ОР-2) с подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. Далее на все неупрочнённые и упрочнённые гладкие образцы профильными резцами наносились надрезы полукруглого профиля трёх

радиусов:  $R = 0,3$  мм,  $R = 0,5$  мм и  $R = 1,0$  мм.

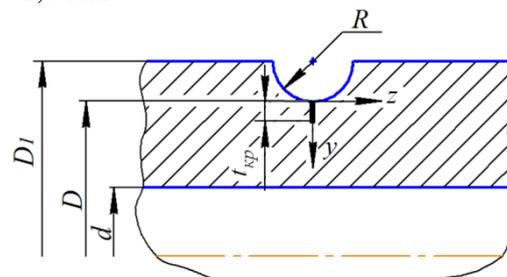


Рисунок 1. Надрез полукруглого профиля и нераспространяющаяся трещина усталости

Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в гладких образцах определялись экспериментально методом колец и полосок [1]. Эпюры осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя  $a$  гладких образцов представлены на рисунке 2. Из приведённых на рисунке 2 эпюр видно, что при одной и той же упрочняющей обработке в гладких образцах с отверстием наибольшие сжимающие остаточные напряжения примерно одинаковы с наи-

большими напряжениями сплошных образцов, а глубина смены знака остаточных напряжений в образцах с отверстием меньше, чем в сплошных образцах. Необходимо также обратить внимание на то, что значения реактивных растягивающих остаточных напряжений под упрочнённым

слоем в образцах с отверстием больше, чем в образцах без отверстия. Все эти закономерности распределения остаточных напряжений следует учитывать при оценке предела выносливости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений после ОПД.

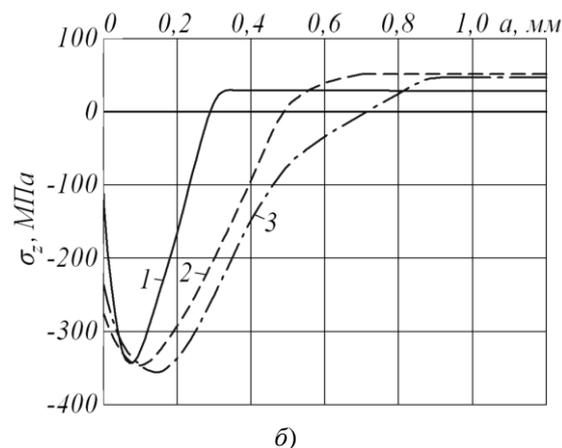
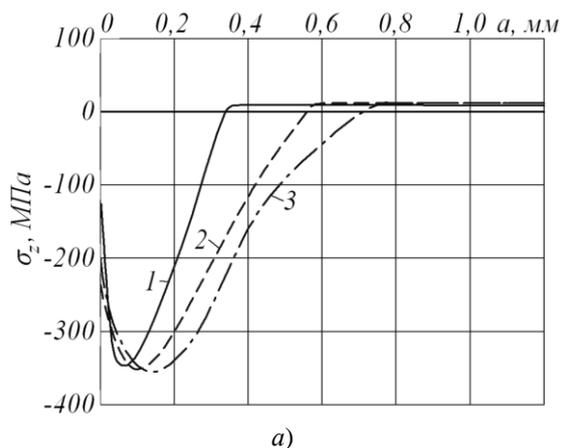


Рисунок 2. Эпюры  $\sigma_z$  остаточных напряжений в упрочнённых гладких сплошных образцах диаметром  $D_1 = 25$  мм (а) и образцах с отверстием диаметром  $D_1/d = 25/15$  мм/мм (б) после: 1 – ПДО; 2 – ОР,  $P = 0,5$  кН; 3 – ОР,  $P = 1,0$  кН

Из представленных на рисунке 2 эпюр остаточных напряжений видно, что после нанесения на упрочнённые ПДО гладкие образцы надрезов с радиусами  $R = 0,3$  мм и  $R = 0,5$  мм на дне надрезов материал находится в ненаклёпанном состоянии. После нанесения на упрочнённые обкаткой роликом образцы при  $P = 0,5$  кН надрезов с радиусом  $R = 0,5$  мм наблюдается такое же состояние. Во всех случаях упрочнения для образцов с надрезами  $R = 1,0$  мм материал на дне надрезов находится в ненаклёпанном состоянии. В других случаях обкатки роликом материал в зоне дна надрезов находится в наклёпанном состоянии ( $P = 0,5$  кН –  $R = 0,3$  мм;  $P = 1,0$  кН –  $R = 0,3$  мм и  $R = 0,5$  мм).

Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в упрочнённых образцах с надрезами различного радиуса определялись аналитическим методом – суммированием дополнительных остаточных напряжений от перераспределения остаточных усилий за счёт нанесения надрезов и остаточных напря-

жений гладких образцов [2], а также методом конечных элементов с использованием программного комплекса Patran\Nastran. Необходимо отметить, что расхождение значений остаточных напряжений в образцах с надрезами различной глубины, вычисленных аналитическим и численным методами, составляло 3–5%. Эпюры осевых  $\sigma_z$  остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя  $a$  опасного сечения образцов приведены на рисунках 3 и 4.

При анализе эпюр остаточных напряжений, представленных на рисунках 2–4, видно, что при одинаковых максимальных остаточных напряжениях гладких образцов в образцах с надрезами одной глубины остаточные напряжения тем больше, чем больше толщина поверхностного слоя гладких образцов со сжимающими остаточными напряжениями. Эта закономерность объясняется повышением концентрации остаточных напряжений в зоне дна надреза [2].

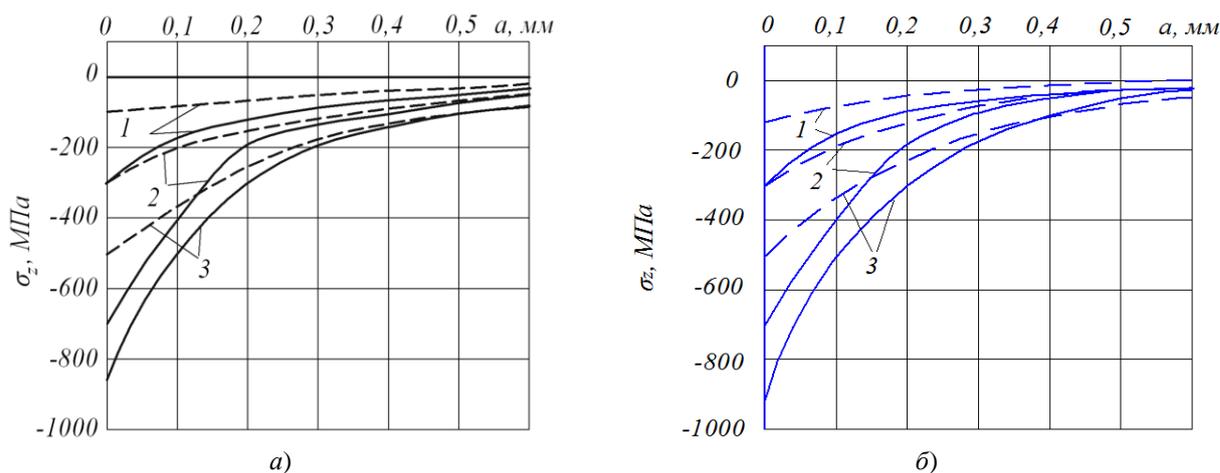


Рисунок 3. Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в сплошных (а) и полых (б) упрочнённых образцах с надрезами ( — —  $R = 0,3$  мм; - - - -  $R = 0,5$  мм) после: 1 – ПДО; 2 – ОР,  $P = 0,5$  кН; 3 – ОР,  $P = 1,0$  кН

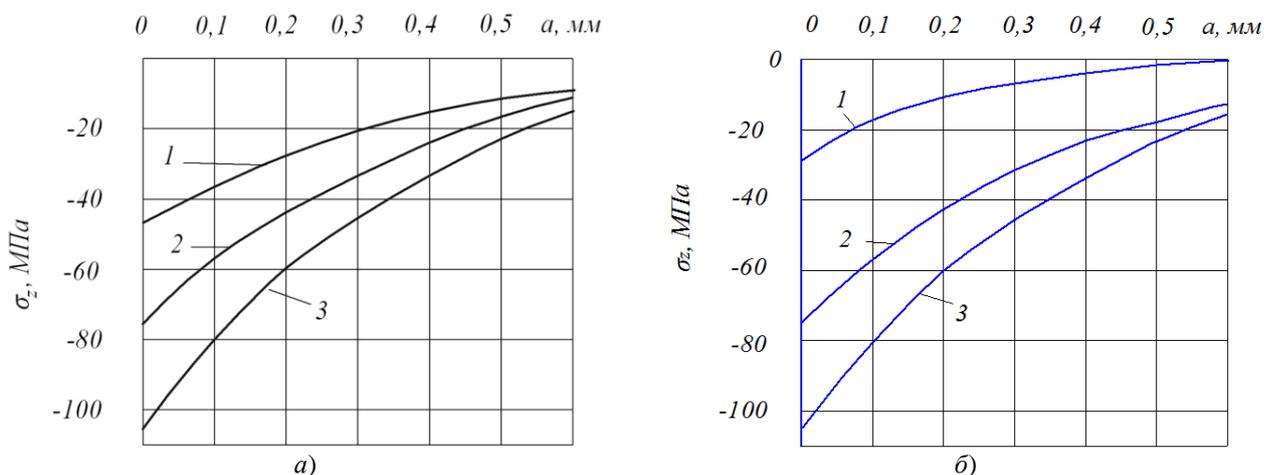


Рисунок 4. Осевые  $\sigma_z$  остаточные напряжения в сплошных (а) и полых (б) упрочнённых образцах с надрезами  $R = 1,0$  мм после: 1 – ПДО; 2 – ОР,  $P = 0,5$  кН; 3 – ОР,  $P = 1,0$  кН

Следует обратить внимание на значительную величину сжимающих остаточных напряжений на поверхности дна надрезов с  $R = 0,3$  мм в образцах, упрочнённых роликом, которые превышают не только предел текучести  $\sigma_T$ , но и предел прочности  $\sigma_B$  стали 20. Этому обстоятельству дано объяснение в работе [3]. В этой работе показано, что предел текучести упрочнённого поверхностным пластическим деформированием материала может достигать сопротивления разрыву  $S_k$ , который для использованной стали 20 составляет 1416 МПа. В настоящем исследовании этот предел не достигнут, так как наи-

большее значение осевых остаточных напряжений составляет -908 МПа.

Испытания образцов с надрезами на усталость при изгибе в случае симметричного цикла проводились на машине УММ-01 [4], база испытаний –  $3 \cdot 10^6$  циклов нагружения. Значения предела выносливости  $\sigma_{-1}$  образцов приведены в таблице 1.

Упрочнённые образцы, выстоявшие без разрушения базу испытаний при напряжении, равном пределу выносливости, доводились до разрушения при большем напряжении. Во всех упрочнённых образцах наблюдались нераспространяющиеся усталостные трещины, средняя глубина  $t_{кр}$  которых для каждой партии образцов приве-

дена в таблице 1. Необходимо отметить, что величина  $t_{кр}$  достаточно хорошо согласуется с установленной ранее [5-7] зависимостью

$$t_{кр} = 0,0216D \left[ 1 - 0,04 \left( \frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \left( \frac{d}{D} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где  $D$  – диаметр опасного сечения упрочнённого образца (детали) с концентратором напряжений,  $d$  – диаметр отверстия.

Из приведённых в таблице 1 данных можно видеть, что с увеличением глубины надреза приращение предела выносливости образцов за счёт упрочнения уменьшается, так как снижаются сжимающие остаточные напряжения в опасном сечении. В связи с этим для сохранения эффекта упрочнения при опережающем поверхностном пластическом деформировании с повышением глубины надреза необходимо увеличивать толщину слоя со сжимающими

ми остаточными напряжениями в гладкой детали.

Для оценки влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости  $\Delta\sigma_{-1}$  использовались два критерия. Первым критерием [8–11] являются осевые остаточные напряжения  $\sigma_z^{ног}$  на поверхности опасного сечения образца. Формула для определения приращения предела выносливости  $\Delta\sigma_{-1}$  при изгибе в случае симметричного цикла упрочнённых образцов и деталей в этом случае имеет следующий вид:

$$\Delta\sigma_{-1} = \psi_\sigma \left| \sigma_z^{ног} \right|, \quad (2)$$

где  $\psi_\sigma$  – коэффициент влияния остаточных напряжений по критерию  $\sigma_z^{ног}$  на предел выносливости по разрушению.

Таблица 1. Результаты испытаний на усталость и определения остаточных напряжений

D, мм	d, мм	R, мм	Неупроч. образцы $\sigma_{-1}$ , МПа	Упрочнённые образцы						
				обработка	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_z^{ног}$ , МПа	$\psi_\sigma$	$t_{кр}$ , мм	$\bar{\sigma}_{ост}$ , МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
24,4	0	0,3	107,5	ПДО	137,5	-343	0,087	0,540	-87	0,345
				ОР-1	165	-787	0,073	0,510	-171	0,336
				ОР-2	175	-908	0,074	0,520	-202	0,334
24,0	0	0,5	112,5	ПДО	130	-142	0,123	0,525	-52	0,337
				ОР-1	150	-349	0,107	0,530	-111	0,338
				ОР-2	172,5	-515	0,117	0,520	-169	0,355
23,0	0	1,0	112,5	ПДО	120	-46	0,163	0,490	-21	0,357
				ОР-1	130	-92	0,190	0,510	-46	0,380
				ОР-2	142,5	-145	0,207	0,495	-79	0,380
24,4	15	0,3	95	ПДО	127,5	-307	0,106	0,452	-88	0,368
				ОР-1	155	-732	0,082	0,445	-181	0,331
				ОР-2	177,5	-861	0,096	0,442	-248	0,333
24,0	15	0,5	110	ПДО	127,5	-124	0,121	0,438	-47	0,372
				ОР-1	152,5	-311	0,137	0,442	-128	0,332
				ОР-2	182,5	-517	0,140	0,446	-218	0,333
23,0	15	1,0	90	ПДО	95	-29	0,175	0,410	-14	0,357
				ОР-1	105	-77	0,195	0,420	-39	0,384
				ОР-2	110	-105	0,191	0,420	-53	0,377

Для получения второго критерия в статье [12] использовалось решение задачи [2] об определении дополнительных осевых остаточных напряжений в опасном

сечении образца и детали после нанесения на упрочнённую поверхность надреза полуэллиптического профиля. После выделения основной части решения [2] был по-

лучен второй критерий  $\bar{\sigma}_{ост}$  – критерий среднеинтегральных остаточных напряжений влияния упрочнения на предел выносливости образца и детали в следующем виде:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (3)$$

где  $\sigma_z(\xi)$  – осевые остаточные напряжения в опасном сечении образца и детали,  $\xi = a/t_{кр}$  – расстояние от дна надреза до текущего слоя, выраженное в долях  $t_{кр}$ ,  $t_{кр}$  – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе образца и детали при напряжении, равном пределу выносливости.

Критерий  $\bar{\sigma}_{ост}$  имеет чётко выраженный физический смысл – это осевое остаточное напряжение на дне нераспространяющейся трещины усталости с точностью до постоянного коэффициента, зависящего от радиуса у дна трещины и её глубины. Приращение предела выносливости  $\Delta\sigma_{-1}$  упрочнённых образцов и деталей при изгибе в случае симметричного цикла с использованием критерия  $\bar{\sigma}_{ост}$  определяется по следующей зависимости:

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_\sigma |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (4)$$

где  $\bar{\psi}_\sigma$  – коэффициент влияния остаточных напряжений по критерию  $\bar{\sigma}_{ост}$  на предел выносливости по разрушению.

Значения осевых остаточных напряжений на поверхности надрезов  $\sigma_z^{nos}$  и среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  представлены в таблице 1. По результатам испытаний на усталость неупрочнённых и упрочнённых образцов по формулам (2) и (4) определялись коэффициенты влияния  $\psi_\sigma$  и  $\bar{\psi}_\sigma$ , величины которых приведены в таблице 1. Из приведённых данных видно, что оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов с надрезом по перво-

му критерию – осевым остаточным напряжениям на поверхности надреза  $\sigma_z^{nos}$  – приводит к существенному рассеянию соответствующего коэффициента  $\psi_\sigma$ . Этот коэффициент в проведённом исследовании изменяется в широких пределах – от 0,073 до 0,207, то есть в три раза, что неприемлемо для оценки приращения предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей.

Оценка влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости образцов с надрезом по второму критерию – среднеинтегральным остаточным напряжениям  $\bar{\sigma}_{ост}$  – приводит к значительно меньшему рассеянию соответствующего коэффициента  $\bar{\psi}_\sigma$ . Этот результат объясняется тем, что критерий среднеинтегральных остаточных напряжений учитывает влияние на предел выносливости не только величины сжимающих остаточных напряжений, но и характера их распределения по глубине поверхностного слоя опасного сечения образца и детали. Коэффициент  $\bar{\psi}_\sigma$  в настоящем исследовании изменяется от 0,331 до 0,384, составляя в среднем 0,350, и практически совпадает с величиной  $\bar{\psi}_\sigma = 0,36$ , установленной в работе [7] для поверхностно упрочнённых образцов и деталей с такой же концентрацией напряжений.

Следует отметить, что на величину коэффициентов влияния  $\psi_\sigma$  и  $\bar{\psi}_\sigma$  не оказывает влияние состояние материала на поверхности надрезов. Из приведённых в таблице 1 данных видно, что не наблюдается определённой зависимости между значениями коэффициентов  $\psi_\sigma$ ,  $\bar{\psi}_\sigma$  и наклёпанным или ненаклёпанным состоянием материала образцов.

## Выводы

1. В проведённом исследовании установлено, что с увеличением глубины надреза при опережающем поверхностном пластическом деформировании осевые сжимающие остаточные напряжения в

опасном сечении образцов уменьшаются – в результате приращение предела выносливости снижается. Для сохранения эффекта упрочнения по сопротивлению усталости необходимо увеличивать толщину поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями при ОППД.

2. Оценка влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости цилиндрических образцов с круговыми надрезами различной глубины по критерию осевых остаточных напряжений  $\sigma_z^{нов}$  на поверхности надреза приводит к значительному рассеянию соответствующего коэффициента  $\psi_\sigma$ , что затрудняет использование этого критерия на практике.

3. Оценка влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  даёт приемлемые для практики результаты – соответствующий коэффициент  $\bar{\psi}_\sigma$  изменяется в существенно меньших пределах, чем коэффициент  $\psi_\sigma$ . В связи с этим критерий  $\bar{\sigma}_{ост}$  можно использовать для оценки приращения предела выносливости цилиндрических образцов с круговыми надрезами различной глубины после опережающего поверхностного пластического деформирования.

4. Для цилиндрических сплошных и полых образцов диаметром 25 мм из стали 20 с надрезами различной глубины подтверждена установленная ранее зависимость (1) критической глубины нераспространяющейся трещины усталости  $t_{кр}$  от размера опасного сечения.

### Список использованных источников

[1] Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения / С.И. Иванов // Труды КуАИ. – Куйбышев, 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.

[2] Иванов, С. И. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом / С. И. Иванов, М. П. Шатунов, В. Ф. Павлов // Вопросы

прочности элементов авиационных конструкций : межвузовский сборник. – Куйбышев, 1974. – Вып. 1. – С. 88-95.

[3] Радченко, В. П. Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей / В.Л. Радченко, В. Ф. Павлов // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». – Киев: ИПП им. Г. С. Писаренко НАНУ, 2011. – С. 354-357.

[4] Филатов Э.Я. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость / Э. Я. Филатов, В. Э. Павловский. – Киев : Наукова Думка, 1985. – 92 с.

[5] 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.

[6] Павлов, В. Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали / В. Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С. 37-40.

[7] Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям / В. Ф. Павлов, В. А. Кирпичёв, В. С. Вакулюк. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

[8] Иванов, С.И. Влияние остаточных напряжений и наклёпа на усталостную прочность / С. И. Иванов, В. Ф. Павлов // Проблемы прочности. – 1976. – №5. – С. 25-27.

[9] Серенсен, С.В. К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно упрочнённых образцов с учётом кинетики остаточной напряжённости / С. В. Серенсен, С. П. Борисов, Н. А. Бородин // Проблемы прочности. – 1969. – №2. – С. 3-7.

[10] Кравченко, Б. А. Обработка и выносливость высокопрочных материалов / Б. А. Кравченко, К. Ф. Митряев. – Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. – 131 с.

[11] Туровский, М.Л. Концентрация напряжений в поверхностном слое цементованной стали / М. Л. Туровский, Н. М. Шифрин // Вестник машиностроения. – 1970. – №11. – С. 37-40.

[12] 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.

## INFLUENCE OF NOTCH DEPTH ON MULTI-CYCLE FATIGUE OF SPECIMENS UNDER OUTSTRIPPING SURFACE PLASTIC DEFORMATION

**Pavlov V.F.**  
**Vakulyuk V.S.**  
**Sazanov V.P.**  
**Semenova O.Yu.**  
**Matveeva K.F.**

Samara National  
Research University

Moskovskoe shosse, 34, Samara,  
443086, Russian Federation

[pavlov.vf@ssau.ru](mailto:pavlov.vf@ssau.ru)

*The influence of the notch depth of a semicircular profile on the multi-cycle fatigue of solid and hollow cylindrical samples made of steel 20 with diameter 25 mm under outstripping surface plastic deformation was studied. It was revealed that with an increase in the notch depth from 0.3 mm to 1.0 mm, the endurance limit of notched samples decreases with the same hardening treatment. To maintain the hardening effect during multi-cycle fatigue with increasing notch depth, it is necessary to increase the thickness of the hardened surface layer of the samples with outstripping surface plastic deformation. It has been established that to assess the influence of surface hardening on the endurance limit of samples with notches of various depths, one should use the criterion of average integral residual stresses calculated from the thickness of the surface layer of the dangerous cross-section of the sample, equal to the critical depth of a non-propagating fatigue crack.*

**Keywords:** cylindrical sample; surface hardening; notches of various depths; residual stresses; endurance limit

## References

- [1] Ivanov, S. I. (1971), "On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses", *Transactions of Kuibyshev Aviation Institute*, issue 53, pp. 32-42.
- [2] Ivanov, S. I., Shatunov, M. P. and Pavlov, V. F. (1974) "The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens", *Problems of aircraft constructions elements strength*, Kuibyshev Aviation Institute, issue 3, pp. 88-95. (in Russian).
- [3] Radchenko, V. P. and Pavlov, V. F. (2011) "The maximum of compressive residual stresses under surface hardening of parts", *Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements"*, The G. S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences, Kiev, , pp. 354-357. (in Russian).
- [4] Filatov, E. Ya. and Pavlovskiy, V.E. (1985) *Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures*, Scientific Thought, Kiev. (in Russian).
- [5] Pavlov, V. F. (1988), "The influence of residual stresses in a part with a concentrator surface layer value and distribution on the endurance limit. Report 1. Solid parts", *Universities News. Mechanical Engineering*, no. 8, pp. 22-26. (in Russian).
- [6] Pavlov, V. F. (1988), "The influence of residual stresses in a part with a concentrator surface layer value and distribution on the endurance limit. Report 2. Hollow parts.", *Universities News. Mechanical Engineering*, no. 12, pp. 37-40. (in Russian).
- [7] Pavlov, V. F., Kirpichev, V. A. and Vakulyuk, V. S. (2012), *Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detaley po ostatochnym napryazheniyam* [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses], Publishing House of the SSC RAS, Samara (in Russian)
- [8] Ivanov, S. I. and Pavlov, V. F. (1976), "Residual stresses influence on fatigue strength", *Strength problems*, no. 5, pp. 25-27. (in Russian).
- [9] Serensen, S. V., Borisov, S. P. and Borodin, N. A. (1969), "On surface hardened specimens fatigue resistance evaluation taking into account residual stress kinetics", *Strength problems*, no. 2, pp. 3-7. (in Russian).
- [10] Kravchenko, B. A. and Mitryaev K. F. (1968), *Obrabotka i vynoslivost' vysokoprochnykh materialov* [Machining and endurance of high-strength materials], Kuibyshev Publishing House, Kuibyshev. (in Russian).
- [11] Turovsky, M. L., Shifrin N. M. (1970) "Stress concentration in the surface layer of cemented steel". *Mechanical Engineering Bulletin*, no. 11, pp. 37-40. (in Russian)
- [12] Pavlov, V.F. (1986), "On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stress-concentration conditions", *Universities News. Mechanical Engineering*, no. 8, pp. 29-32. (in Russian).

## ОЦЕНКА РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С УЧЁТОМ ПОКАЗАТЕЛЯ NTU

Тремкина О.В.  
Угланов Д.А.  
Шихалев В.И.

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

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

[tereshchenko.ov@ssau.ru](mailto:tereshchenko.ov@ssau.ru)

*В данной работе проведена оценка рабочих характеристик теплообменных аппаратов и определено влияние различных факторов на массогабаритные характеристики теплообменных аппаратов энергетических установок и комплексов. Установлены закономерности влияния температурных напоров, свойств рабочего тела, уровней температур источников тепла, рабочих характеристик цикла, коэффициентов теплопередачи, площади поверхности теплообмена, расхода, теплоёмкости рабочего вещества, геометрических и конструктивных параметров теплообменных аппаратов на рабочие характеристики теплообменных аппаратов низкотемпературных энергетических установок.*

**Ключевые слова:** *низкотемпературная энергетическая установка; теплообменный аппарат; показатель NTU; массогабаритные характеристики*

### 1 Введение

При проектировании теплообменных аппаратов (ТО) необходимо провести оценку их массогабаритных и рабочих характеристик для заданных условий работы. Проектирование и расчёт ТО для низкотемпературных энергетических установок (НЭУ) требует продолжительного количества времени и является довольно сложной и комплексной задачей. В связи с этим актуальными становятся вопросы совершенствования и повышения точности методов проектирования и расчёта ТО.

В данной работе предлагается проводить предпроектную оценку рабочих характеристик ТО с учётом показателя NTU (number of transfer units) [1]. Показатель NTU используется при проведении анализа тепло- и массообмена в ТО. Использование показателя NTU позволяет установить зависимость между характеристиками тепло-, массообмена и геометрическими, физическими, а также эксплуатационными характеристиками ТО [2].

В работах [3], [4] был ранее рассмотрен низкотемпературный паросиловой цикл Ренкина, использующий низкопотенциальную энергию (НЭ) криопродукта (ри-

сунок 1 [4]) и разработана методика определения характеристик цикла НЭУ, учитывающая природу рабочего тела, верхний и нижний уровни температур, необратимость процесса передачи теплоты (температурные напоры между источником и рабочим телом), оптимизацию поверхностей теплопередачи, расход криопродукта.

Разработка методических подходов и конкретных расчётных методик обычно основывается на классических методах энергетических балансов и КПД, а также эксергетическом методе [3]. В данной работе представлено уточнение методики определения характеристик цикла НЭУ, которое заключается в использовании оценки рабочих характеристик теплообменных аппаратов с учётом показателя NTU, показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел  $kF$  и введении расходного коэффициента  $Z_G$  [1].

### 2 Уточнение методики определения характеристик цикла НЭУ

Показатель NTU учитывает коэффициент теплопередачи, площадь поверхности теплообмена, расход и теплоёмкость рабо-

чего вещества, а также геометрические, конструктивные параметры теплообменных аппаратов и, как следствие, массогабаритные характеристики.

Объектом исследования выбран теплообменный аппарат, входящий в состав паросиловой низкотемпературной энергетической установки, в которой в качестве рабочего тела используется сжиженный природный газ. Было проведено расчётное исследование характеристик теплообменных аппаратов при изменении температурного напора  $\Delta t_r$  в диапазоне от 0 до 30 К, нижнего температурного уровня  $T_K$  – от 90 до 180 К и расхода рабочего тела – от 1 до 5 кг/с.

Разработан алгоритм (1)–(17) получения формулы показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел  $(k_r F_r)_{\text{реал}}$ , учитывающей в том числе и относительную величину коэффициента теплоёмкости. Алгоритм основан на фундаментальных работах известных учёных [5–9] и авторских наработках [1, 10].

Среднеарифметический температурный напор определяется по формуле (1).

$$\Delta t_{cp} = \frac{((T_r + \Delta t_r) - T_K) - (T_r - \frac{T_r + T_K}{2})}{\ln(\frac{(T_r + \Delta t_r) - T_K}{T_r - \frac{T_r + T_K}{2}})}, \quad (1)$$

где  $T_r$  – верхний температурный уровень, К;  $T_K$  – нижний температурный уровень, К;  $\Delta t_r$  – температурный напор, К.

Зная среднеарифметический температурный напор, можно определить по формуле (2) теоретический показатель влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел [1, 5].

$$(k_r F_r)_{\text{уд}} = \frac{C_{pPT} \cdot (T_r - T_K) + r_{PT}}{\Delta t_{cp}}, \quad (2)$$

где  $C_{pPT}$  – изобарная теплоёмкость рабочего тела, Дж/кг·К;  $r_{PT}$  – удельная теплота парообразования рабочего тела, Дж/кг.

Мощность тепловой машины, с одной стороны, определяется через параметры воздуха по формуле (3), с другой стороны, определяется через параметры рабочего вещества по формуле (4).

$$W = C_{pB} \cdot G_B \cdot \Delta T_B = C_{pB} \cdot G_B (T_r + \Delta t_r - \frac{T_r + T_K}{2}); \quad (3)$$

$$W = G_{PT} (C_{pPT} \cdot \Delta T_{PT} + r_{PT}) = G_{PT} (C_{pPT} \cdot (T_r - T_K) + r_{PT}), \quad (4)$$

где  $G_{PT}$  – расход рабочего тела, кг/с;  $G_B$  – расход воздуха, кг/с;  $C_{pB}$  – изобарная теплоёмкость воздуха, Дж/кг·К;  $\Delta T_B$  – степень нагрева воздуха в теплообменном аппарате, К.

С учётом формул (3) и (4) максимальный коэффициент теплоёмкости вычисляется по формуле (5).

$$C_{\max} = G_B \cdot C_{pB} = \frac{G_{PT} (C_{pPT} \cdot (T_r - T_K) + r_{PT})}{T_r + \Delta t_r - \frac{T_r + T_K}{2}}. \quad (5)$$

Минимальный коэффициент теплоёмкости определяется по формуле (6).

$$C_{\min} = G_{PT} \cdot C_{pPT}. \quad (6)$$

$$NTU = \frac{(k_r F_r)_{\text{уд}}}{C_{\min}}. \quad (7)$$

На рисунках 1–4 представлены зависимости показателя NTU от низшей температуры рабочего тела при разных температурных напорах  $\Delta t_r$  для расходов рабочего тела от 1 до 5 кг/с.

Зависимости, представленные на рисунках 1–4, показывают, что с увеличением расхода рабочего тела, температурного напора  $\Delta t_r$  и низшей температуры рабочего тела уменьшается показатель NTU, из чего можно сделать вывод, что при увеличении расхода рабочего тела, температурного напора  $\Delta t_r$  и низшей температуры рабочего тела снижается эффективность и увеличи-

ваются массогабаритные характеристики теплообменных аппаратов.

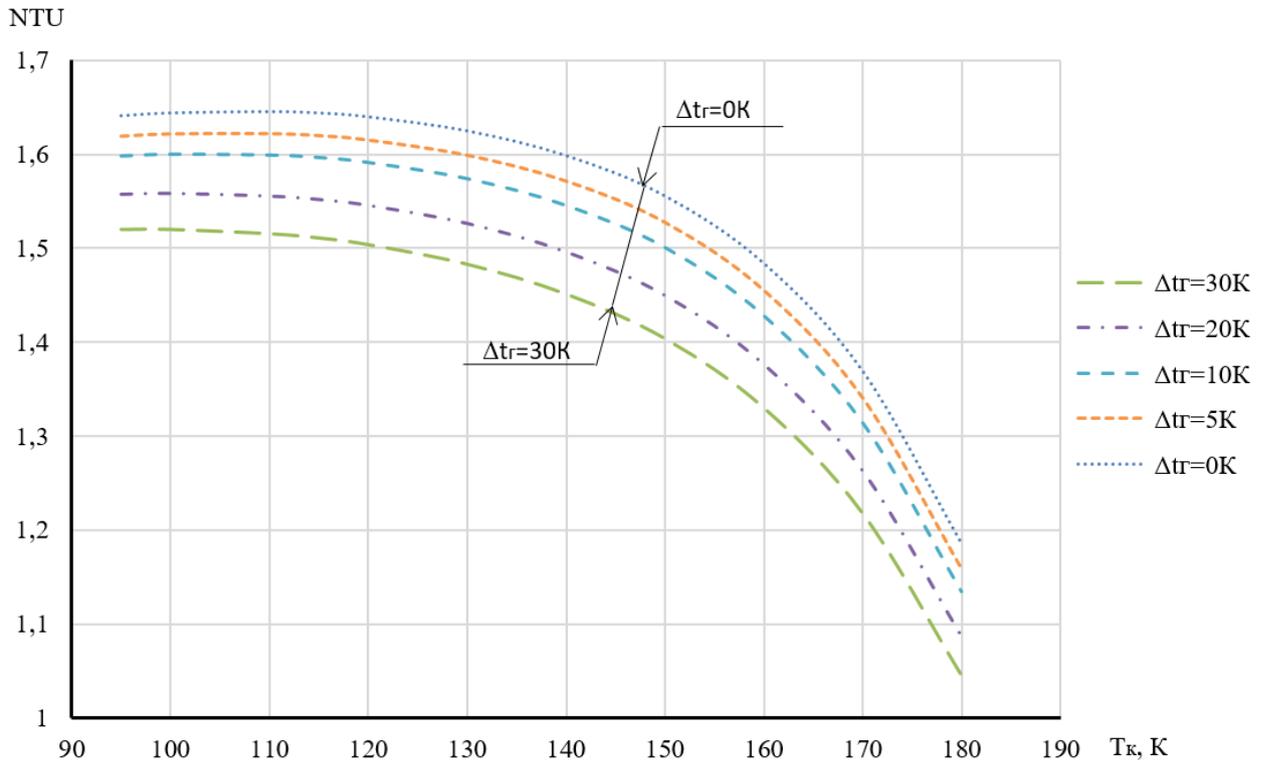


Рисунок 1. Зависимость показателя NTU от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta t_r$  от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 1 до 2 кг/с

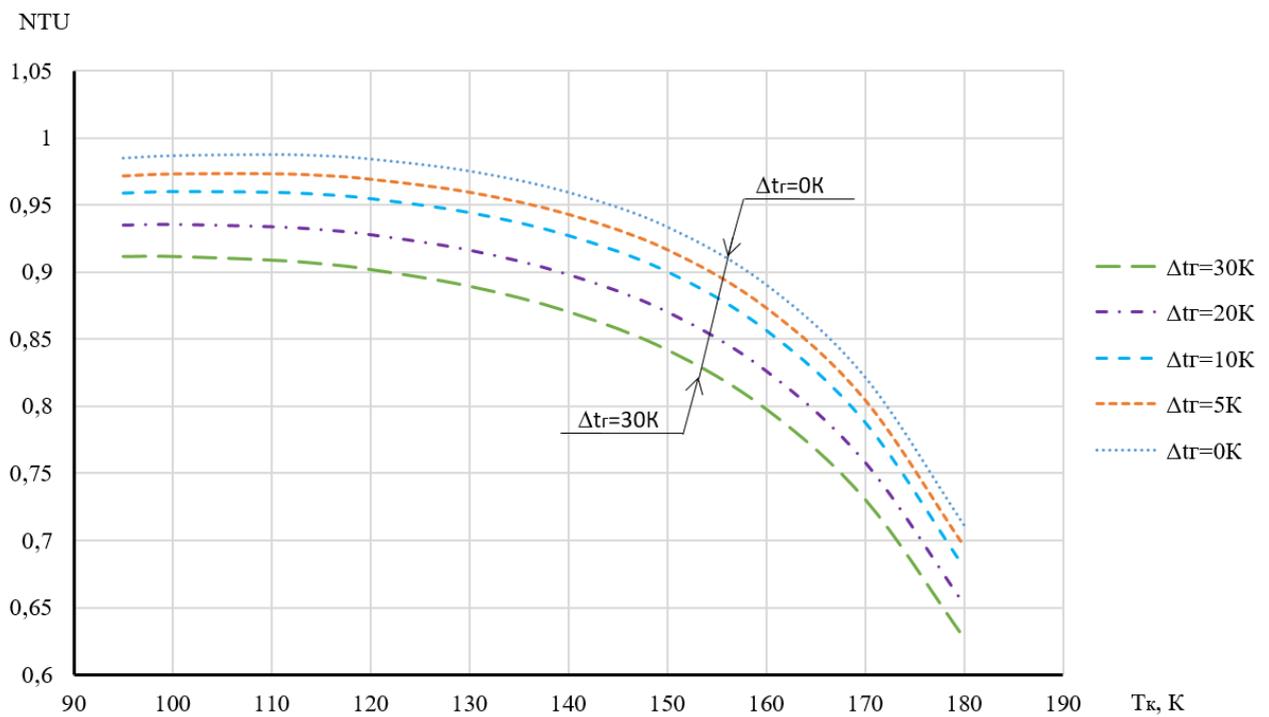


Рисунок 2. Зависимость показателя NTU от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta t_r$  от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 2 до 3 кг/с

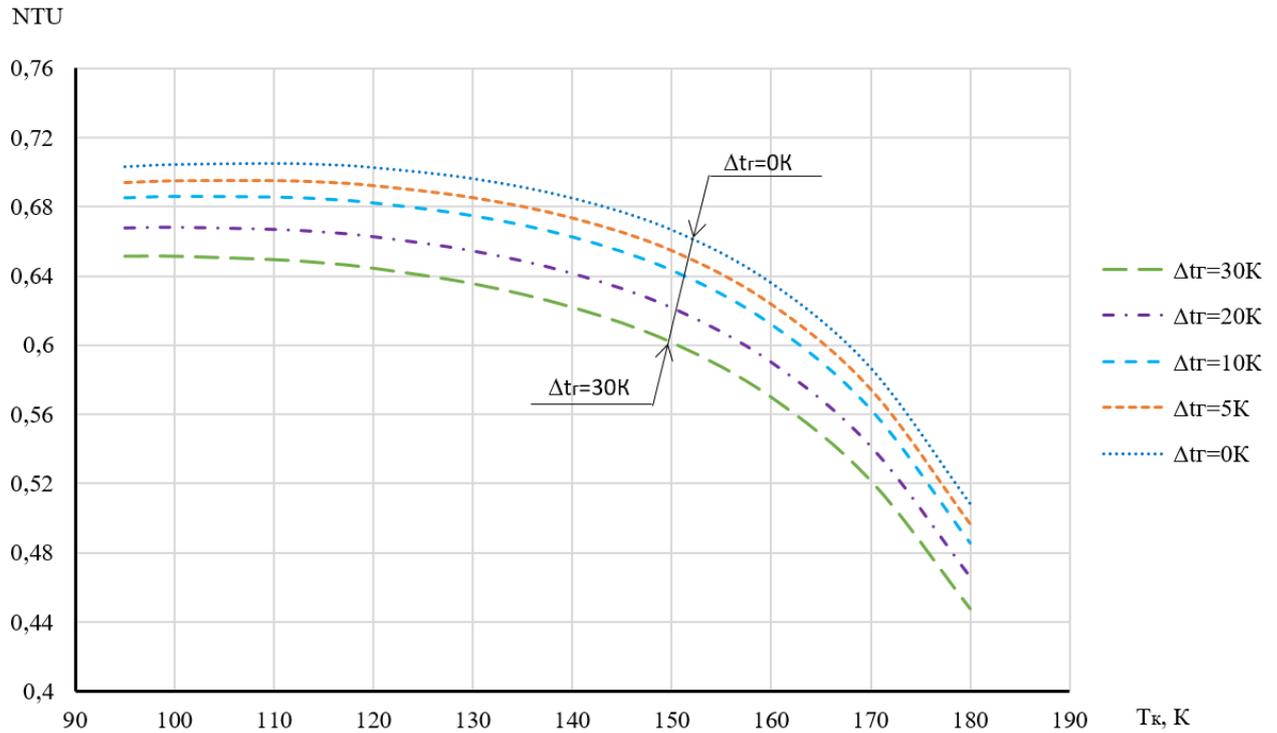


Рисунок 3. Зависимость показателя NTU от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta t_r$  от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 3 до 4 кг/с

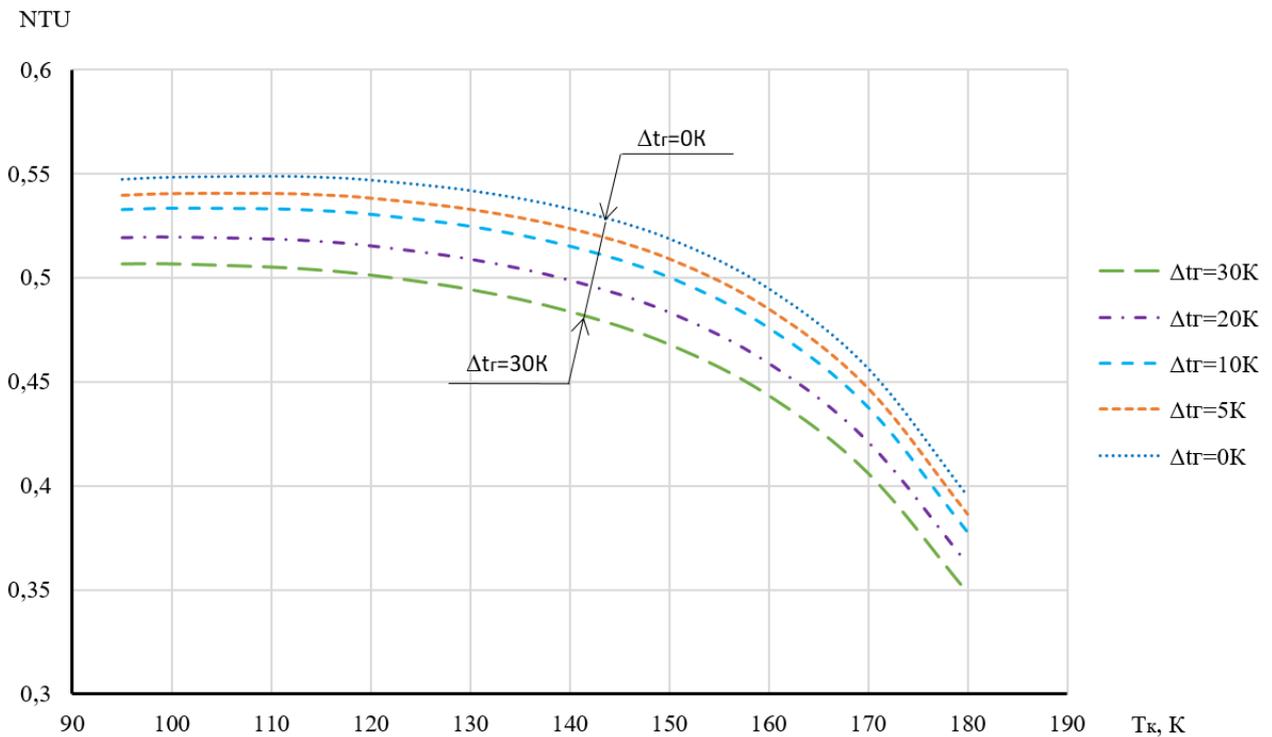


Рисунок 4. Зависимость показателя NTU от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta t_r$  от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 4 до 5 кг/с

Относительная величина коэффициентов теплоёмкости (8) представляет собой отношение минимального коэффициента теплоёмкости и максимального коэффици-

ента теплоёмкости. В зависимости от полученного значения относительной величины коэффициентов теплоёмкости выби-

рается формула для расчёта относительной скорости теплопередачи (9)–(11).

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}. \quad (8)$$

Если  $C_r=0$ , то  $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$ ; (9)

Если  $C_r=1$ , то  $\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$ ; (10)

Если  $0 < C_r < 1$ , то  $\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - C_r))}{1 - C_r \cdot \exp(-NTU \cdot (1 - C_r))}$ . (11)

Показатель влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел определяется по формуле (12).

$$(k_r F_r)_{\text{реал}} = \varepsilon \cdot z_G \cdot (k_r F_r)_{\text{ид}}, \quad (12)$$

где  $Z_G$  – расходный коэффициент, зависящий от геометрических, конструктивных и расходных параметров теплообменных аппаратов.

$(k_r F_r)_{\text{реал}}$ , Дж/кг·К

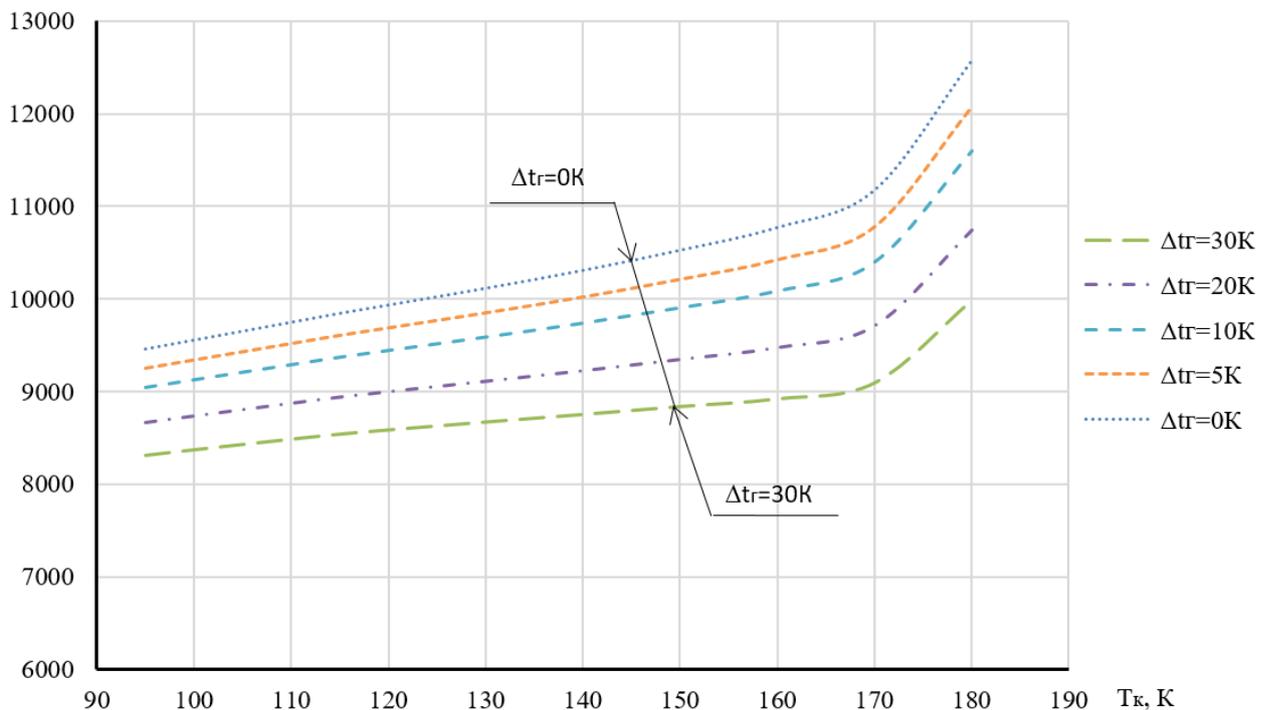


Рисунок 5. Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от нижней температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta t_r$  от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 1 до 2 кг/с

Обработка данных, полученных в ходе расчётных исследований, позволяет сделать вывод, что расходный коэффициент как функция расхода рабочего тела в зависимости от диапазонов его значений вычисляется согласно уравнениям (13)–(17).

При расходе рабочего тела от 0 до 1 кг/с:

$$z_G = G; \quad (13)$$

при расходе рабочего тела от 1 до 2 кг/с:

$$z_G = G; \quad (14)$$

при расходе рабочего тела от 2 до 3 кг/с:

$$z_G = G + 1; \quad (15)$$

при расходе рабочего тела от 3 до 4 кг/с:

$$z_G = G + 2,5; \quad (16)$$

при расходе рабочего тела от 4 до 5 кг/с:

$$z_G = G + 4. \quad (17)$$

Зависимости показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от нижней температуры рабочего тела при разных температурных напорах  $\Delta t_r$  для расходов рабочего тела от 1 кг/с до 5 кг/с представлены на рисунках 5–8.

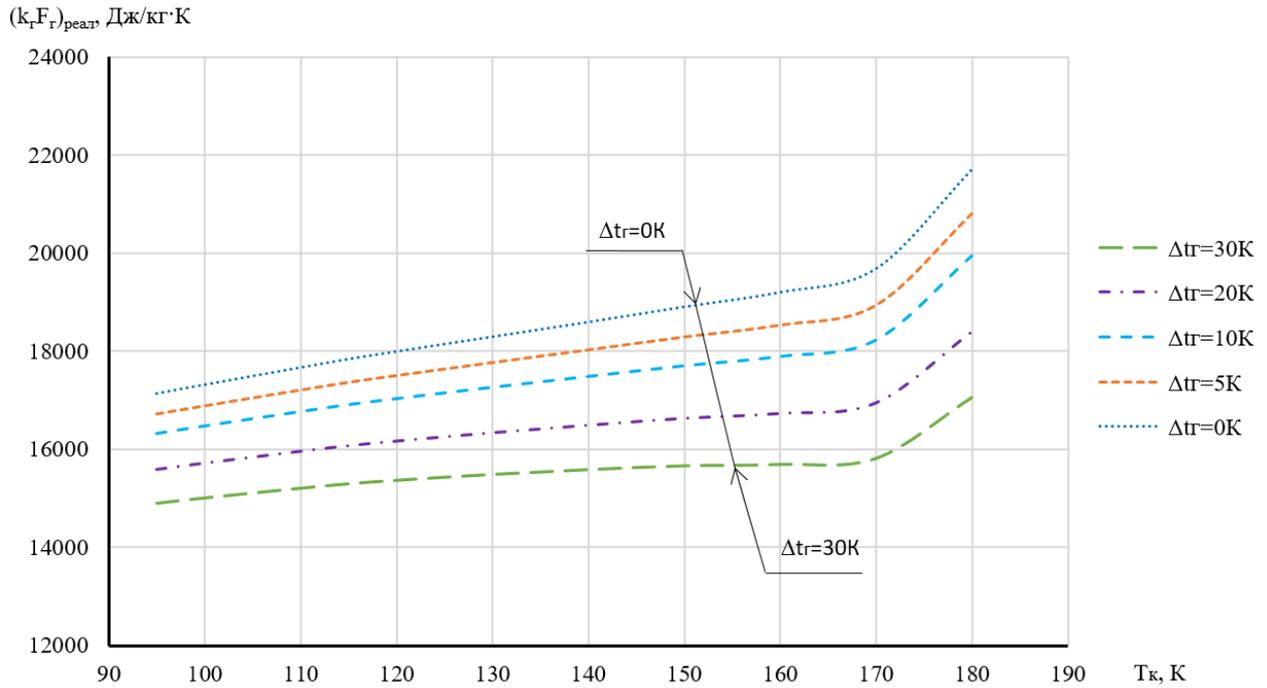


Рисунок 6. Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta tr$ , от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 2 до 3 кг/с

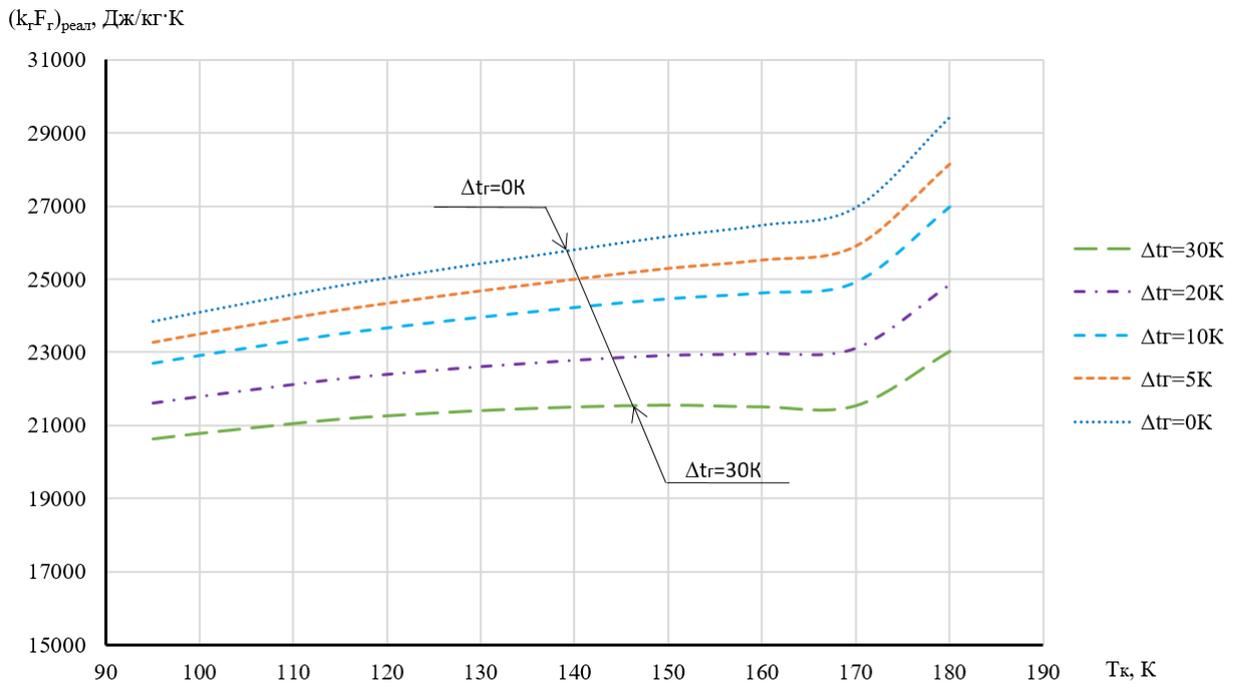


Рисунок 7. Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от низшей температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta tr$ , от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 3 до 4 кг/с

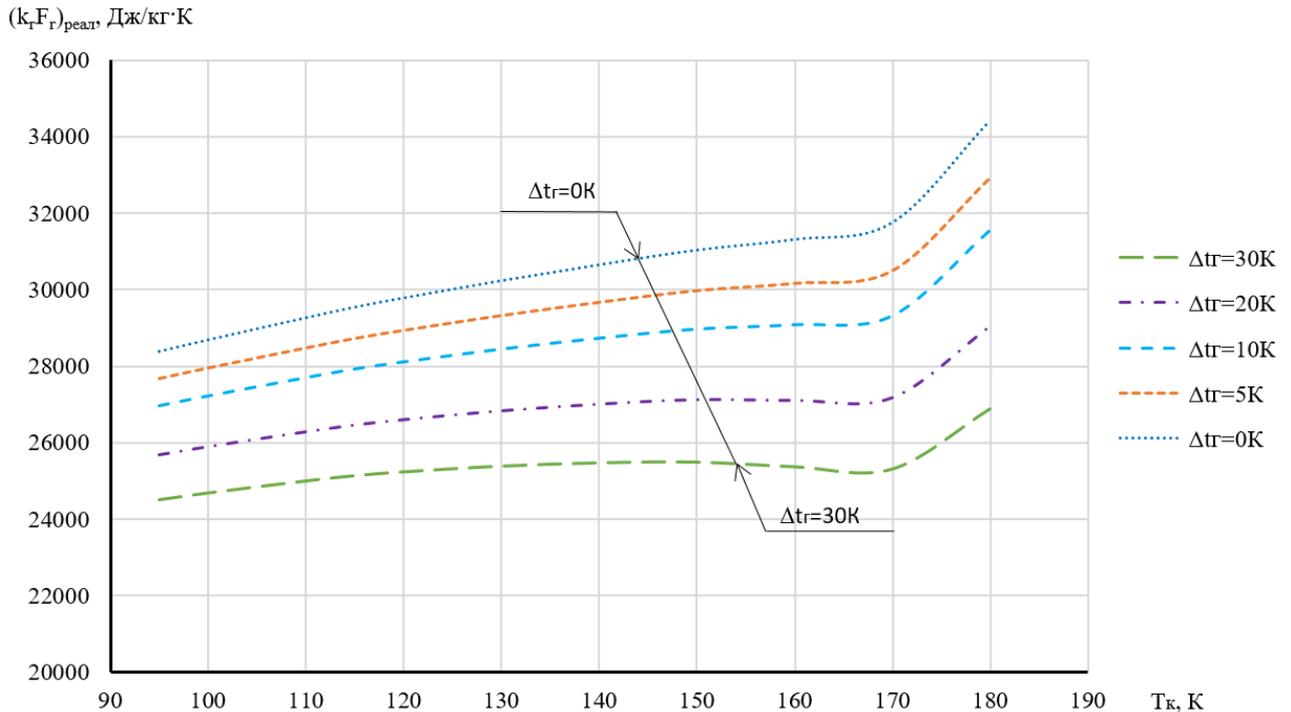


Рисунок 8. Зависимость показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел от нижней температуры рабочего тела при температурных напорах  $\Delta t_r$  от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 4 до 5 кг/с

При проведении анализа зависимостей показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел  $kF$  от нижней температуры рабочего тела  $T_k$  при температурных напорах  $\Delta t_r$  от 0 до 30 К для расхода рабочего тела от 1 до 5 кг/с отмечается значительное увеличение показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел с увеличением нижней температуры и расхода рабочего тела и незначительное уменьшение с увеличением температурного напора.

### 3 Заключение

Уточнением методики определения характеристик цикла НЭУ и её отличительной особенностью является введение в рассмотрение совокупности параметров: показателя  $NTU$ , с помощью которого проводится оценка рабочих характеристик теплообменных аппаратов, показателя влияния теплообменных аппаратов на температуры рабочих тел  $kF$ , с помощью которого проводится оценка эффективности нагрева и испарения криопродукта в теп-

лообменных аппаратах, и расходного коэффициента  $Z_G$ , с помощью которого проводится оценка геометрических и конструктивных параметров теплообменных аппаратов.

Анализ представленных зависимостей позволяет сделать вывод о том, что при увеличении нижней температуры рабочего тела увеличиваются массогабаритные характеристики и стоимость, а также снижается эффективность теплообменных аппаратов. Следовательно, показатель  $NTU$  может быть применим для предпроектной оценки рабочих характеристик теплообменных аппаратов, и его использование в методике определения характеристик цикла низкотемпературных энергетических установок позволит наиболее точно определять энергетическую эффективность системы.

### 4 Благодарности

Работа выполнена при поддержке средств финансирования Программы развития Самарского университета на 2021-

2030 гг. в рамках программы развития «Приоритет-2030».

#### Список использованных источников

[1] Тремкина, О.В. Совершенствование метода определения характеристик низкотемпературных энергоустановок летательных аппаратов : дис. ... канд. техн. наук: 2.5.15. / Тремкина Ольга Витальевна. – Самара, 2023. – 178 с.

[2] Zhang, L-Z. Conjugate Heat and Mass Transfer in Heat Mass Exchanger Ducts / L-Z. Zhang // 2013. – P. 391.

[3] Угланов, Д.А. Энергоэффективные системы преобразования низкопотенциальной энергии криопродуктов: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.03 / Угланов Дмитрий Александрович. – Санкт-Петербург, 2022. – 688 с.

[4] Довгялло, А.И. Эффективность цикла Ренкина при условии получения максимальной мощности применительно к низкотемпературной энергетической установке, использующей криопродукт как рабочее тело / А.И. Довгялло, Д.А. Угланов, К.Е. Воротынцева, И.А. Архаров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2020. – № 6. – С. 3-7.

[5] Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – Москва: Энергия, 1977. – 344 с.

[6] Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – Москва: Энергия, 1975. – 488 с.

[7] Берман, С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок / С.С. Берман. – Москва: Машгиз, 1959. – 423 с.

[8] Берман С.С. Расчёт теплообменных аппаратов / С.С. Берман. – Москва: Госэнергоиздат, 1962. – 240 с.

[9] Грязнов Н.Д. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / Н.Д. Грязнов, В.М. Епифанов, В.Л. Иванов, Э.А. Манушин. – Москва: Машиностроение, 1985. – 360 с.

[10] Благин, Е.В. Оценка влияния различных факторов на эффективность работы низкотемпературных энергетических установок / О.В. Тремкина, О.А. Манакова, Д.А. Угланов, Е.В. Благин, Р.А. Паньшин // Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», посвящённая 110-летию со дня рождения генерального конструктора Н.Д. Кузнецова. – 2021. – Т. 2. – С. 212-213.

[11] Тремкина, О.В. Разработка и создание беспилотных летательных аппаратов с криогенной силовой установкой / О.В. Тремкина, Д.А. Угланов, Х. Аднан // Тепловые процессы в технике. – 2022. – Т. 14., № 6. – С. 255-260.

**ASSESSMENT OF PERFORMANCE  
CHARACTERISTICS OF HEAT EXCHANGERS  
TAKEN INTO ACCOUNT OF NTU INDICATOR**

**Tremkina O.V.**

**Uglanov D.A.**

**Shikhalev V.I.**

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse,  
Samara, 443086,  
Russian Federation

[tereshchenko.ov@ssau.ru](mailto:tereshchenko.ov@ssau.ru)

*In this work, the performance characteristics of heat exchangers were assessed and the influence of various factors on the weight and size characteristics of heat exchangers of power plants and complexes was determined. The patterns of influence of temperature pressures, properties of the working fluid, temperature levels of heat sources, operating characteristics of the cycle, heat transfer coefficients, heat transfer surface area, flow rate, heat capacity of the working substance, geometric and design parameters of heat exchangers on the performance characteristics of heat exchangers of low-temperature power plants have been established.*

**Keywords:** *low-temperature power plant; heat exchanger; NTU indicator; weight and size characteristics*

## References

- [1] Tremkina, O.V. (2023), Improving the method for determining the characteristics of low-temperature power plants of aircraft: dissertation, Ph.D. Thesis, Samara University, Samara. (in Russian).
- [2] Zhang, L-Z, (2013), *Conjugate Heat and Mass Transfer in Heat Mass Exchanger Ducts*.
- [3] Uglanov, D.A. (2022), Energy-efficient systems for converting low-potential energy of cryogenic products, D. Sc. Thesis, St. Petersburg. (in Russian).
- [4] Dovgyallo, A.I., Uglanov, D.A., Vorotyntseva, K.E. and Arkharov, I.A. (2020) "Efficiency of the Rankine cycle subject to obtaining maximum power in relation to a low-temperature power plant using a cryoproduct as a working fluid", *Chemical and oil and gas engineering*, no. 6, pp. 3-7. (in Russian).
- [5] Mikheev, M.A. (1977), *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer], Energy, Moscow. (in Russian).
- [6] Isachenko, V.P. (1975), *Teploperedacha* [Heat transfer], Energy, Moscow. (in Russian).
- [7] Berman, S.S. (1959), *Teploobmennye apparaty i kondensatsionnye ustroystva turboustanovok* [Heat exchangers and condensation devices of turbine units], Mashgiz, Moscow. (in Russian).
- [8] Berman, S.S. (1962), *Raschet teploobmennykh apparatov* [Calculation of heat exchangers], Gosenergoizdat, Moscow. (in Russian).
- [9] Gryaznov, N.D., Epifanov, V.M., Ivanov, V.L. and Manushin, E.A. (1985) *Teploobmennye ustroystva gazoturbinyh i kombinirovannyh ustanovok* [Heat exchange devices of gas turbine and combined installations], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow. (in Russian).
- [10] Tremkina, O.V., Manakova O.A., Uglanov D.A., Blagin E.V. and Pan'shin R.A. (2021), "Assessing the influence of various factors on the efficiency of low-temperature power plants", *International scientific and technical conference "Problems and prospects for the development of engine building", dedicated to the 110th anniversary of the birth of general designer N.D. Kuznetsova*, vol. 2, pp. 212-213. (in Russian).
- [11] Tremkina, O.V., Uglanov, D.A. and Adenan, H. (2022) "Development and creation of unmanned aerial vehicles with a cryogenic power plant", *Thermal processes in technology*, vol. 14., no. 6, pp. 255-260. (in Russian).

## ОБ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ НА СТЕНДЕ ДЛЯ ЧАСТОТНЫХ ИСПЫТАНИЙ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ И ДАТЧИКОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПОВЫШЕННОМ СРЕДНЕМ ДАВЛЕНИИ

**Быстров Н.Д.**  
**Сафин А.И.**  
**Радин Д.В.**  
**Матвеев С.С.**

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

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

[bystrof-nd@ya.ru](mailto:bystrof-nd@ya.ru)

*Известно, что пульсации давления в газозоудушном тракте оказывают существенное влияние на работоспособность различных энергетических установок, в том числе газотурбинного двигателя, снижая запас газодинамической устойчивости компрессора, снижая полноту сгорания топлива в камере сгорания. Для доводки двигателя с учётом пульсаций давления необходимы средства их измерения в широком диапазоне частот. В этой связи созданный усилиями молодых инженеров и аспирантов кафедры автоматических систем энергетических установок (АСЭУ) стенд для частотных испытаний аппаратуры и исследования пульсационных процессов в газозоудушном тракте ГТД успешно применяется в Самарском университете. На стенде проводились и проводятся разнообразные испытания акустических зондов и других средств для динамических измерений. В частности для двигателестроительного предприятия проведен комплекс частотных испытаний, отдельные результаты которых приведены в предлагаемой читателю работе. Следует также отметить, что работоспособность стенда далеко не исчерпана и кроме того область применения стенда может быть существенно расширена.*

*Материал статьи может быть полезен специалистам, разрабатывающим и применяющим средства измерения пульсаций давления в экстремальных условиях их эксплуатации, например, при доводке газотурбинных двигателей.*

**Ключевые слова:** *стенд для частотных испытаний; объекты испытаний; амплитуда колебаний давления; среднее давление воздушной среды; амплитудно-частотные характеристики; генератор колебаний давления; частотный диапазон*

### 1 Введение

При доводке газотурбинных двигателей чрезвычайно важно иметь достоверную информацию о динамических процессах, имеющих место в газодинамическом тракте [1]. Например, пульсации давления по тракту газогенератора влияют существенно на газодинамическую устойчивость компрессора и на процесс горения в камере сгорания. [2]. Для измерения пульсаций давления в экстремальных для датчиков условиях применяют акустические зонды, позволяющие вынести датчик из зоны действия дестабилизирующего фактора [3]. Однако при

этом в подводящем канале зонда возникают резонансы, которые без применения специальных корректирующих элементов могут исказить в десятки раз уровень измеряемых пульсаций давления [4]. Вновь создаваемые акустические зонды, а также другие средства для измерения пульсаций давления нуждаются в проверке их работоспособности и аттестации их метрологических характеристик при работе в условиях пульсирующего давления.

В этой связи в Самарском университете создан стенд для испытаний акустических зондов и аппаратуры, позволяющий обеспечивать частотные испытания при повышен-



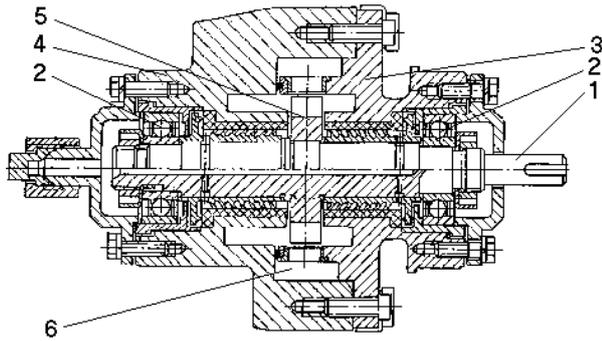


Рисунок 3. Конструктивная схема блока, генерирующего колебания давления: 1 – приводной вал; 2 – подшипник; 3 – крышка корпуса; 4 – корпус; 5 – модулирующий диск; 6 – расширительная камера генератора

Частотные испытания пневматических устройств проводились в диапазоне частот от 50 до 800 Гц. Основные характеристики генератора колебаний давления представлены в таблице 1.

Таблица 1. Основные характеристики генератора колебания давления

№ п/п	Параметры	Значения
1.	Среднее давление воздуха, МПа	До 2,5
2.	Диапазон частот генерируемых колебаний, Гц	до 800 Гц
3.	Диапазон амплитуд пульсаций давления, МПа	0,001...0,02
4.	Потребляемая электрическая мощность, кВт	0,5
5.	Средняя температура, °С	атмосферная



Рисунок 4. Узел испытательной камеры с датчиком давления и акустическим зондом

Уровень генерируемого сигнала в зависимости от частоты колебаний при среднем давлении воздуха 1,0 МПа в качестве примера представлен на рисунке 5 в диапазоне частот 10–625 Гц.

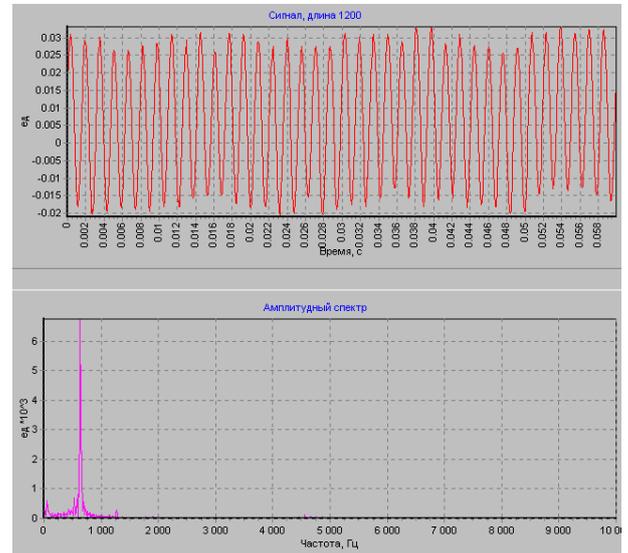


Рисунок 5. Форма сигнала в рабочей полости пульсатора (вверху) и амплитудный спектр сигнала при основной частоте 635 Гц (внизу) при среднем давлении воздуха 1,0 МПа (осциллограмма)

При частотных испытаниях на воздушном стенде высокого давления в качестве контрольных могут применяться различные датчики. Для работы дифференциального датчика был разработан специальный герметичный корпус, позволивший проводить испытания при высоких стационарных давлениях.

### 3 О методике проведения частотных испытаний акустических зондов и обработке экспериментальных данных

Перед проведением эксперимента осуществлялась настройка измерительных каналов, вводились паспортные данные калибровки датчиков динамического давления. После этого осуществлялась подача сжатого воздуха, производилась отладка среднего давления, затем подавалось электропитание на электропривод (рисунок 2). С помощью регулятора напряжения устанавливалась наименьшая частота вращения привода и включалась запись сигналов с датчиков

пульсирующих давлений (рисунок 2), затем осуществлялось плавное увеличение частоты вращения электропривода генератора вплоть до максимального значения в течение 60+–5 секунд, проводилась выдержка в течение 1-2 секунд, после чего следовало плавное снижение частоты вращения до наименьшего значения и выключение записи.

На работающем экспериментальном оборудовании проводились испытания зондов для измерения пульсаций давления по тракту ГТД при средних давлениях 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 МПа и амплитудах колебаний давления до 2 кПа в диапазонах частот: 5...800 Гц.

Сигналы с зондов и контрольного датчика, размещённого на генераторе колебаний, во время испытаний передавались на аппаратуру МІС-26 и записывались в её память для хранения и последующей обработки. Для обработки информации с целью построения частотных характеристик зондов использовалось программное обеспечение МІС-026.

Работа с датчиками давления PS-2001 (настройка измерительной аппаратуры, запись сигналов и обработка информации) осуществлялась совместно с сотрудниками ПАО «Кузнецов».

Методика обработки экспериментальных данных зондов основана на сравнении зарегистрированных показаний датчика зонда и контрольного датчика, установленного в рабочей камере генератора. Сигналы с датчика пульсаций давления акустического зонда или другого устройства и контрольного датчика поступали на вход платы МІС-201 измерительно-вычислительного комплекса МІС-026 и с помощью программы *Recorder* записывались на жёсткий диск компьютера.

Запись сигналов осуществлялась в формате записи данных *MEPA*, который является расширением формата *USML*. При этом программа создает четыре файла с разными расширениями, определяющими тип данных. Диапазон входного сигнала во всех экспериментах устанавливался равным  $\pm 0,2$  В [6].

Экспериментальные данные записывались с частотой опроса, позволяющей достоверно расшифровать пульсации давления в диапазоне частот до 5 кГц. Запись осциллограмм от контрольного датчика и зонда осуществлялась в течение 60 секунд с частотой опроса 57,6 кГц на первый и второй каналы ИВК МІС-026.

Для обработки осциллограмм использовалась программа *WinPos* НПО «Мера». Для получения АЧХ осуществлялся расчёт отношения амплитуды выходного (с датчика зонда) и входного (с контрольного датчика) сигналов в диапазоне частот от 0 до 1 кГц.

Процедура обработки следующая: вызывается программа *WinPos*, открывается окно программы. Загружается файл с записями колебаний давления датчика зонда и контрольного датчика. При открытии файла строятся два графика осциллограмм в одних и тех же осях координат. Затем производится расчёт частотных характеристик, для чего запускается опция «Передаточная функция», по которой рассчитывается АЧХ или модуль частотной функции зонда.

#### 4. О применении частотного стенда

##### 4.1 Определение АЧХ зонда для входного устройства двигателя

Одна из работ на частотном стенде университета состояла в следующем. Для определения запаса газодинамической устойчивости ГТД к неоднородностям воздушного потока на входе проводятся специальные испытания [5]. Для этой цели во входном устройстве двигателя предполагалось устанавливать зонды для измерения пульсаций давления. На каждом зонде должно быть расположено по два модуля для измерения уровня пульсаций давления. Зонды должны быть установлены под углом 90°. С целью подтверждения соответствия характеристик измерительных модулей, предназначенных для установки во входном устройстве, требованиям технического задания в Самарском университете для ПАО «Кузнецов» проведены испытания измерительных моду-

лей по определению их амплитудно-частотных характеристик (рисунок 6).

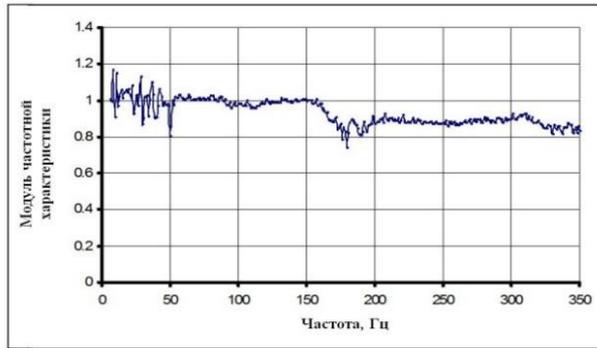


Рисунок 6. Амплитудно-частотная характеристика измерительного модуля с датчика ДМИ-0,6-II при избыточном давлении 50 кПа

Для частотных испытаний измерительного модуля датчика ДМИ на частотном стенде при повышенном уровне амплитуд пульсаций давления (50 кПа) сотрудниками ПАО «Кузнецов» был спроектирован и изготовлен технологический модуль, который через специальный штуцер был подключен к испытательной камере генератора (рисунок 7).

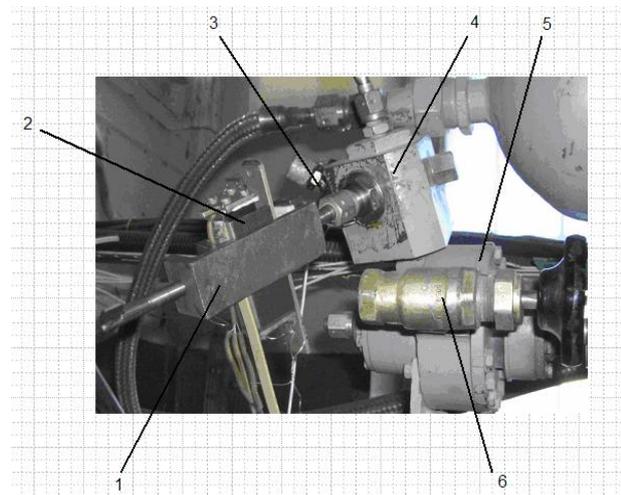


Рисунок 7. Технологический модуль с измерительным датчиком ДМИ, установленный в испытательной камере генератора частотного стенда Самарского университета:

1,2 – технологический модуль и измерительный модуль датчика ДМИ; 3–датчик М102А07; 4 – испытательная камера генератора колебаний; 5 – генератор колебаний; 6 – вентиль воздушный

Результаты частотных измерений показывают, что разработанный акустический зонд позволяет измерять пульсации давле-

ния во входном устройстве. При этом наибольшая неравномерность АЧХ измерительного модуля с датчиком ДМИ-0,6-II, экспериментально определённая на стенде Самарского университета в диапазоне частот 10–350 Гц, находится в пределах  $\pm 10\%$ .

Результаты исследований показывают, что разработанный акустический зонд позволяет измерять пульсации давления во входном устройстве двигателя.

#### 4.2 Экспериментальное исследование волноводных линий как корректирующих элементов акустических зондов

Другой комплекс частотных испытаний состоял в экспериментальной проверке различных средств коррекции частотных характеристик акустических зондов для достижения равномерной передачи колебаний в измерительных средствах [7,8].

В соответствии с рекомендациями Самарского университета и ПАО «Кузнецов» спроектированы и изготовлены два акустических зонда с условными номерами №4 и №5 с датчиком пульсаций давления М102А07 и различными корректирующими элементами (КЭ). В экспериментальных исследованиях указанных выше зондов были использованы следующие корректирующие элементы:

##### Зонд №4

Эксперимент № 07 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – трубопровод 15 м,  $d_3$ , давление 0,4 МПа;

Эксперимент № 08 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – трубопровод 15 м,  $d_3$ , давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 09 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – трубопровод 15 м,  $d_3$ , давление 0,8 МПа;

Эксперимент № 10 – подводный волновод  $L=0,79$  м, резиновый шланг  $L=10$  м,  $d_6$ , давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 11 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медная трубка  $L=1,5$  м,  $d_6$  + резиновый шланг  $L=10$  м,  $d_6$ , давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 12 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,4 МПа;

Эксперимент № 13 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,8 МПа;

Эксперимент № 14 – подводный волновод  $L=0,79$  м, без КЭ, давление 0,4 МПа;

Эксперимент № 15 – подводный волновод  $L=0,79$  м, без КЭ, давление 0,8 МПа;

#### Зонд №5

Эксперимент № 17 – подводный волновод  $L=0,79$  м, без КЭ, давление 0,4 МПа;

Эксперимент № 18 – подводный волновод  $L=0,79$  м, без КЭ, давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 19 – подводный волновод  $L=0,79$  м, без КЭ, давление 0,8 МПа;

Эксперимент № 20 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,4 МПа;

Эксперимент № 21 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 22 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,8 МПа;

Эксперимент № 23 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 1,0 МПа;

Эксперимент № 24 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медная трубка  $L=1,5$  м,  $d_{y6}$  + резиновый шланг  $L=1,8$  м,  $d_{y6}$  + резиновый шланг  $L=10$  м,  $d_{y6}$ , давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 25 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – резиновый шланг  $L=10$  м,  $d_{y6}$ , давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 26 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – трубопровод 15 м,  $d_{y3}$ , давление 0,6 МПа;

Эксперимент № 28 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,4 МПа; в качестве эталона – датчик PS 2001;

Эксперимент № 29 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,6 МПа; в качестве эталона – датчик PS 2001;

Эксперимент № 30 – подводный волновод  $L=0,79$  м, КЭ – медный трубопровод 40 м,  $d_{y6}$ , давление 0,8 МПа; в качестве эталона – датчик PS 2001;

Эксперимент № 31 – подводный волновод  $L=0,79$  м, без КЭ; давление 0,8 МПа; в качестве эталона – датчик PS 2001.

АЧХ зондов, определяющих их динамическую точность, проводился для уровней среднего давления 0,4; 0,6; 0,8 и 1,0 МПа.

Наилучший результат по выравниванию АЧХ зонда достигается при применении корректирующего элемента в виде длинной линии с  $D_{y6}$  и длиной 40 м (рисунок 8).

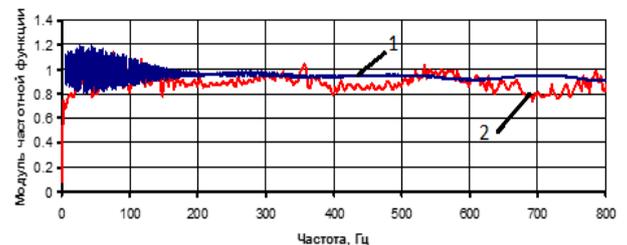


Рисунок 8. Амплитудно-частотная характеристика зонда с волноводом  $D_{y6}$  длиной 0,79 м с объемом полости датчика  $100 \text{ мм}^3$  и корректирующим элементом в виде длинной линии  $D_{y6}$  длиной 40 м при давлении 0,8 МПа и температуре  $18^\circ\text{C}$ :

1 – расчёт по программе ПОВС [ 4], 2 – эксперимент

В значительной части частотного диапазона равномерность передачи колебаний давления лежит в диапазоне  $+5\% - 20\%$ .

Применение корректирующего элемента в виде трубки  $D_{y3}$  длиной 15 м не приводит к выравниванию АЧХ зонда до желаемой величины (рисунок 9), хотя и снижает модуль частотной функции до определённой величины. Было показано, что с увеличением среднего давления диапазон частот равномерного пропускания пульсаций давления в пределах погрешности не более 20% увеличивается.

Для проверки возможности применения КЭ из резиновых шлангов и стабильности частотных характеристик зондов были проведены эксперименты при средних давлениях 0,4; 0,6 и 0,8 МПа.

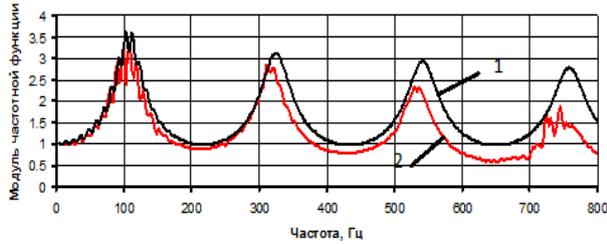


Рисунок 9. Амплитудно-частотная характеристика зонда с волноводом  $D_{y6}$  длиной 0,79 м с объёмом полости датчика 100 мм<sup>3</sup> и корректирующим элементом в виде длинной линии  $D_{y3}$  длиной 15 м при давлении 4 кгс/см<sup>2</sup> и температуре 18 °С: 1 – расчёт по программе ПОВС [ 4], 2 –эксперимент

### 4.3 Частотные испытания компактного акустического демпфера<sup>1</sup>

На рисунке 10 представлена конструктивная схема экспериментального образца зонда с акустическим демпфером [9].

На рисунке 11 представлена конструктивная схема акустического демпфера. В разобранном состоянии тот же демпфер приведён на рисунке 12.

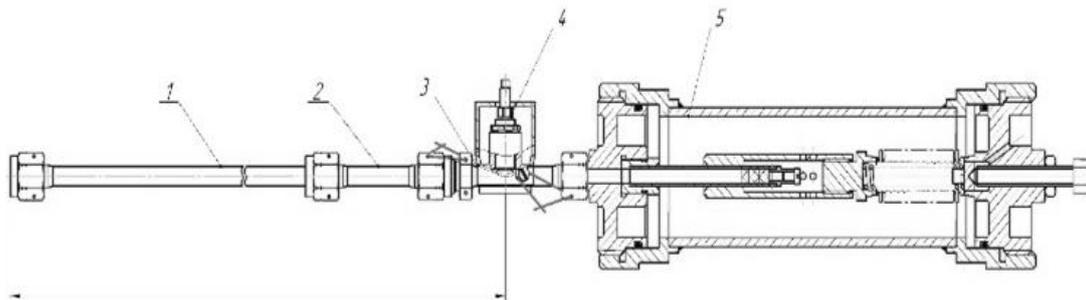


Рисунок 10. Конструктивная схема одного из вариантов экспериментального образца акустического зонда: 1 – подводящий трубопровод ( $d_{y6}$ , длина 0,7 м); 2 – проставка ( $d_{y6}$ , длина 0,05 м); 3 – корпус датчика пульсаций давления; 4 – датчик пульсаций РСВ М102А07; 5 – акустический демпфер

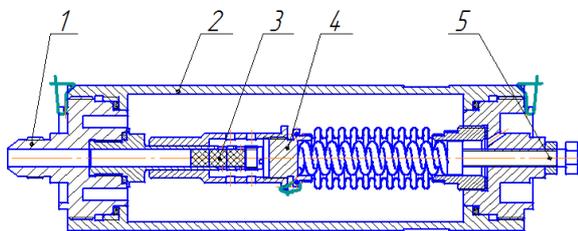


Рисунок 11. Экспериментальный образец акустического демпфера без подводящего волноводного канала

1 – подводящий штуцер; 2 – корпус; 3 – дроссель из материала МР; 4 – блок сильфонный с ползуном; 5 – регулировочный винт



Рисунок 12. Акустический демпфер в разобранном состоянии

Частотные испытания экспериментального зонда осуществлялись на частотном стенде при средних давлениях от 0,2 до 0,8 МПа (абс.) и амплитудах колебаний давления до 2 кПа в диапазонах частот: 5...800 Гц в режиме прямого прохода по нарастающей среднего давления и в режиме обратного хода (последовательного сброса среднего давления вплоть до минимального значения).

<sup>1</sup> Несколько слов о работе акустического демпфера в составе акустического зонда. Пульсации давления проходят из точки измерения в проточном тракте ГТД в подводящий волновод зонда, воздействуют на датчик пульсаций давления и далее проходят в акустический демпфер. Поскольку входное сопротивление акустического демпфера, который по сути является РС-фильтром, согласовано с волновым сопротивлением волновода, то отсутствуют отраженные волны и датчик воспринимает только падающие волны без амплитудных искажений. Особенностью зонда является наличие автоподстройки входного сопротивления демпфера для того, чтобы оно соответствовало волновому сопротивлению подводящего волновода при изменяющемся статическом давлении.

Как указывалось выше, были определены АЧХ экспериментального зонда с акустическим демпфером при различных средних давлениях воздушной среды при последовательном нарастании среднего давления, затем при постепенном снижении среднего давления с целью выявления возможного гистерезиса в узле регулируемого дросселя. На рисунке 13 представлена АЧХ экспериментального зонда с акустическим демпфером (АД) при среднем давлении, равном 0,5 МПа (изб.) [9].

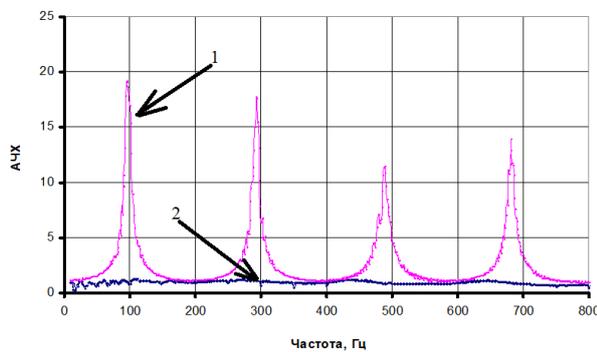


Рисунок 13. Амплитудно-частотные характеристики экспериментального зонда для измерения пульсаций давления: подводный канал 910 мм, диаметр подводного канала 6 мм, среднее давление 0,5 МПа (изб.)

- 1 – резонансная АЧХ – эксперимент без элементов демпфирования резонансных колебаний;
- 2 – нерезонансная АЧХ – эксперимент с элементом демпфирования в виде акустического демпфера

Анализ полученных теоретических и экспериментальных АЧХ показывает, что акустический демпфер выполняет свои функции по созданию условий неотражающей нагрузки и обеспечению равномерной передачи колебаний давления по волноводному каналу зонда для измерения пульсаций давления. В дальнейшем предполагается доработка конструкции акустического демпфера зонда с целью более точного согласования его характеристики с параметрами волноводного канала при изменении среднего давления в объекте контроля.

## 5 Исследование влияния среднего давления на работу различных датчиков пульсаций давления

Были проведены испытания различных датчиков динамического давления, зарубежный датчик Kistler 6021A был сравнен с отечественным аналогом Элскада при различных значениях среднего давления (установка датчиков показана на рисунке 14). Результаты испытаний представлены на рисунке 15, куда также нанесены экспериментальные значения АЧХ зонда.

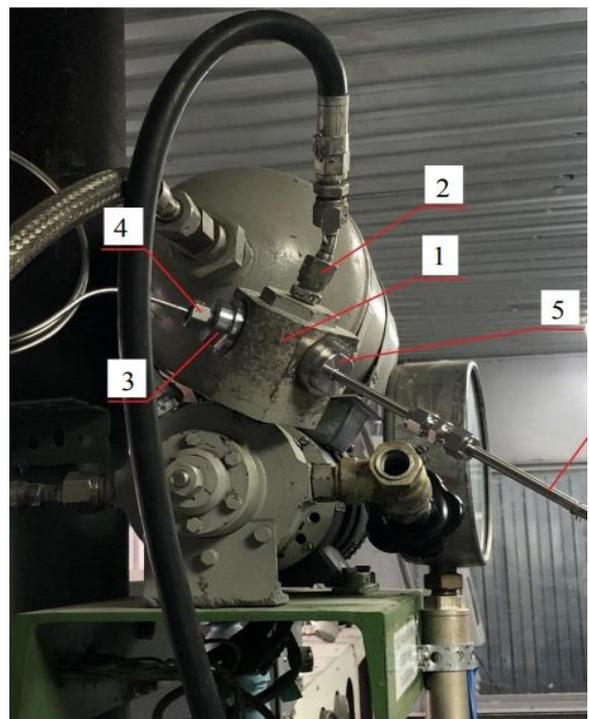


Рисунок 14 – Установка датчика Элскада и эталонного датчика Kistler 6021A к стенду для динамических испытаний средств измерения пульсаций давления при высоком давлении

- 1 – рабочая камера; 2 – штуцер крепления трубки на манометр; 3 – адаптер для установки датчика Kistler 6021A; 4 – датчик Kistler 6021A; 5 – датчик Элскада

Полученные экспериментальные данные подтверждают результаты исследований, посвящённых изучению влияния среднего давления на амплитуду пульсаций давления, что подтверждает возможность использования отечественного датчика, не уступающего зарубежному по

своим характеристикам. Отличие амплитуды измеренных значений динамического давления по сравнению с зарубежным составила менее 3%. Дальнейшая работа будет направлена на исследование влияния высоких температур на работу датчиковой аппаратуры.

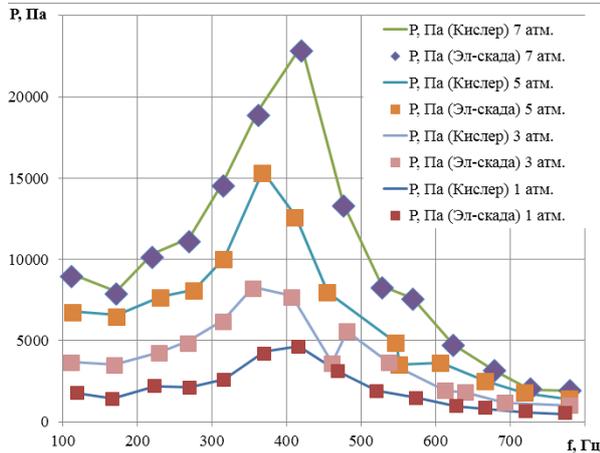


Рисунок 15 – Влияние среднего давления на АЧХ датчика Kistler 6021A в сравнении с отечественным аналогом Элскада

## 6 Заключение

1. По итогам применения стенда можно сделать вывод, что стенд оказался достаточно надёжным в эксплуатации, а это в свою очередь позволило на протяжении нескольких лет проводить частотные испытания.

2. Основные результаты частотных испытаний сводятся к следующим итогам:

а) получены амплитудно-частотные характеристики измерительного модуля, предназначенного для измерения пульсаций давления во входном устройстве ГТД при избыточном давлении 0,05 МПа в частотном диапазоне до 300 Гц с равномерностью АЧХ  $\pm 10\%$ ;

б) проведён комплекс частотных испытаний акустических нагрузок в виде волноводных каналов, позволивший экспериментально подтвердить результаты расчётов и обосновать окончательный выбор акустических нагрузок;

в) разработана и реализована конструкция компактного акустического демпфера

как акустической нагрузки зондов для измерения пульсаций давления при изменении стационарного давления, частотные испытания которого подтвердили возможность его доводки и последующего применения;

г) получены важные результаты взаимной аттестации отечественного и зарубежного датчиков динамического давления с близкими паспортными характеристиками, позволившие отказаться от применения зарубежного датчика;

д) существующий стенд и полученные результаты в рамках проведённых работ дают основание полагать, что работоспособность стенда далеко не исчерпана, а кроме того область применения стенда может быть существенно расширена.

## 7 Благодарности

Авторы выражают благодарность сотрудникам университета – механикам компрессорной станции Кузьмину В.И. и Лаптеву А.С., обеспечивавшим подачу сжатого воздуха к стенду и текущее обслуживание объектов испытаний и воздушных коммуникаций.

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России в области научной деятельности (Проект № FSSS-2023-0008).

## Список использованных источников

[1] Шорин, В.П. Об измерении пульсаций давления в проточной части газотурбинных двигателей / А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров, С. А. Ильинский // В сб. докл. Междунар. науч.-техн. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» 28-30 июня 2011 г. – Самара: СГАУ, 2011. – Часть 1. – С. 84-85.

[2] Шорин, В.П. Разработка и экспериментальное исследование частотных характеристик акустических зондов для измерения пульсаций давления в газогенераторе / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, С.А. Ильинский, Т.Г. Александрова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – №3(34)-2. – С. 269-274.

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

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

[5] Гимадиев, А. Г. Динамические испытания зондов для измерения пульсаций давления при повышенных давлениях [Текст] / А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров, С. А. Ильинский, А. З. Ермошкин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. – 2009. – № 3 (19). – С. 39-42.

[6] Иваненко В. Н. Исследование частотных характеристик акустического зонда для измерения пульсаций давления во входном устройстве газотурбинного двигателя / В. Н. Иваненко, Т. Г. Александрова, Е. С. Дягилева, А. Г. Гимадиев, Н. Д. Быстров // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2015. – Т. 14., № 3-2. – С. 491-500.

[7] Быстров, Н. Д. Об использовании стендовых измерительных трубопроводов в качестве акустических нагрузок зондов пульсаций давления / Н. Д. Быстров, А. Г. Гимадиев // Динамика и виброакустика. – 2021. – Т. 7, № 1. – С. 28-33.

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

[9] Shorin, V. P. On the Development of a Compact Acoustic Probe for Pressure Oscillation Measurements in Gas Turbine Engine / V. P. Shorin, A.G. Gimadiev // Procedia Engineering. – 2015. – vol. 106. – pp. 46-52.

## FREQUENCY TEST BENCH AND ITS APPLICATION FOR EQUIPMENT TESTING FOR RESEARCH OF PULSATION PROCESSES IN GTEs

**Bystrov N.D.**  
**Safin A.I.**  
**Radin D.V.**  
**Matveev S.S.**

Samara National Research  
University (Samara University)

34, Moskovskoye shosse,  
Samara, 443086,  
Russian Federation

[igolkin.aa@ssau.ru](mailto:igolkin.aa@ssau.ru)

*It is known that pressure pulsations have a significant impact on the performance of various power plants, including the gas turbine engine, reducing the compressor stall margin and the combustion efficiency in the combustion chamber. Engine development with account for pressure pulsations requires measuring equipment for increased pressure, temperature and vibration pulsations over a wide frequency range. In this regard, the frequency test bench created by the efforts of young engineers and graduate students of the Automatic Systems of Power Plant Department is successfully used at Samara University to check the equipment for research of pulsation processes in GTEs. A variety of acoustic probes and other dynamic measurement tools have been and are being tested on the bench. In particular, a set of frequency tests has been carried out for the engine-building enterprise, some results of which are given in this article. It should also be noted that the performance capability of the test bench is far from exhausted and, in addition, the scope of application of the test bench can be significantly expanded.*

*The material of the article can be useful for specialists who develop and apply measuring equipment for pressure pulsations in stress conditions, for example, at the stage of gas turbine engine development.*

**Keywords:** *frequency test bench; test unit; pressure oscillation amplitude; air medium average pressure; amplitude-frequency response; pressure oscillator; frequency range*

## References

- [1] Shorin, V.P., Gimadiev A.G., Bystrov, N.D. and Ilyinsky, S.A. (2011), "On the measurement of pressure pulsations in the air-gas channel of GTEs", *Proceedings of the Intern. scientific-technical conference "Problems and prospects of engine building development" June 28-30, 2011*, Samara, pp. 84-85. (in Russian).
- [2] Shorin, V.P., Gimadiev, A.G., Bystrov, N.D., Ilyinsky, S.A. and Aleksandrova, T.G. (2012), "Development and experimental study of frequency characteristics of acoustic probes for measuring pressure pulsations in a gas generator", *Vestnik of Samara University*, no.3(34)-2, pp. 269-274. (in Russian).
- [3] Furletov, V. I., Dubovitsky A. N. and Khanyan G. S. (2010), "Determination of the frequency response of the measuring system "pressure oscillation sensor-waveguide" at elevated gas parameters", *Development of means and methods of testing aircraft engines (Collection of articles)*, Central Institute of Aviation Motors, Moscow. (in Russian).
- [4] Shorin, V. P., Shakhmatov, E. V., Gimadiev, A. G and Bystrov, N. D. (2007), *Akusticheskie metody i sredstva izmereniya pul'satsiy davleniya* [Acoustic methods and means of pressure pulsation measurement], Samara State Aerospace University Press, Samara. (in Russian).
- [5] Gimadiev, A. G., Bystrov, N. D., Il'inskiy, S. A. and Ermoshkin, A. Z. (2009), "Dynamic tests of probes for measuring pressure pulsations at elevated pressures" [Text], *Vestnik of Samara University*, no. 3(19), pp. 39-42. (in Russian).
- [6] Ivanenko, V. N., Aleksandrova, T. G., Dyagileva, E. S., Gimadiev, A. G. and Bystrov, N. D. (2015), "Research of frequency characteristics of an acoustic probe for measuring pressure pulsations in the inlet of a gas turbine engine", *Vestnik of Samara University*, vol. 14, no.3-2, pp. 491-500. (in Russian).
- [7] Bystrov, N. D. and Gimadiev, A. G. (2021), "About use of bench measuring pipelines as acoustic loads of pressure pulsation probes", *Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 7, no. 1, pp. 28-33. (in Russian).
- [8] Gimadiev, A. G., Dyagileva, E. S. and Bystrov, N. D. (2018), "Analysis of correction schemes of dynamic characteristics of acoustic probes for measuring pressure pulsations in gas turbine engines", *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 3, pp. 56-67. (in Russian).
- [9] Shorin, V. P. and Gimadiev, A. G. (2015), "On the Development of a Compact Acoustic Probe for Pressure Oscillation Measurements in Gas Turbine Engine", *Procedia Engineering*, vol. 106, pp. 46-52.

## ОБ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ АВИАЦИОННОГО ГТД

**Гришанов О. А.**

ПАО «ОДК Кузнецов»  
Заводское шоссе д. 29,  
г. Самара, 443009,  
Российская Федерация

[oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru](mailto:oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru)

*Проектирование подсистем и основных элементов масляной системы авиационного ГТД сводится к работам по предлагаемым алгоритмам. Традиционно масляную систему подразделяют на гидравлический, тепловой и механический модули. Методики проектирования элементов каждого из модулей известны и проверены опытом разработок. Но вкуче с оценкой стоимости жизненного цикла двигателя, на основе которых созданы представленные в статье алгоритмы, образуется удобное средство инженерного проектирования.*

**Ключевые слова:** *принципиальная схема масляной системы; тепловыделение; подвод масла; жизненный цикл*

### 1 Введение

Как известно, масляная система авиационного ГТД предназначена для осуществления непрерывной подачи масла к подшипникам, зубчатым колёсам, контактными уплотнениям и другим узлам трения с заданными величинами температуры и давления на всех режимах работы ГТД в ожидаемых условиях эксплуатации.

При проектировании и доводке масляных систем авиационных ГТД доминируют эмпирические методы. Применение численных методов, учитывая малый размер взаимодействующих частиц масловоздушной смеси, требует чрезвычайно мелкой ячейки расчётной сетки и, соответственно, высоких ресурсов компьютера.

Использование в компьютерных технологиях накопленного опыта и знаний, которыми обладают конструкторы, интегрированных в процесс принятия технических решений, приводит к существенному сокращению времени проектирования элементов и систем двигателя, а также обеспечению качества их разработки [1].

Несмотря на отмеченные выше сложности, в настоящее время в помощь разработ-

чику можно предложить устоявшиеся алгоритмы проектирования, прошедшие проверку практикой разработки масляных систем. Использование подобных мастер-процессов позволяет при более глубокой проработке формализовать процесс проектирования, а также подготовить базу для создания цифрового двойника масляной системы.

Новым в приведённом в данной статье механизме оптимизации выбора того или иного технического решения при проектировании масляной системы является оценка стоимости жизненного цикла использующего её двигателя.

### Основные модули масляной системы

Взаимодействие элементов масляной системы обычно представляют как совокупность модулей:

- гидравлического;
- теплового;
- механического;
- системы суфлирования.

Модуль системы суфлирования описывает течение воздуха через элементы двигателя и, в частности, через уплотнения мас-

ляных полостей. Формально данный модуль не относится к масляной системе, но часть его связей допускается включать в состав гидравлического модуля. Ввиду специфических требований к данной подсистеме [2] в алгоритмах проектирования он обособлен.

Аналогично при разработке теплового модуля с ним должен взаимодействовать модуль топливной системы и ряд других.

Схема взаимодействия модулей и составляющих элементов является основой для построения на этапе проектирования цифрового двойника масляной системы.

## 2 Критерий оценки технических решений по масляной системе

При выборе технического решения или величины какого-либо параметра масляной системы возникает необходимость в критерии оценки эффективности данного выбора. В качестве таких критериев можно выбрать, например, ресурсные показатели двигателя, удельный расход топлива и другие характеристики.

В разработанных алгоритмах проектирования масляной системы предлагается с этой целью исходить из стоимости жизненного цикла двигателя, на который влияют характеристики его маслосистемы [3, 4]. Данный параметр имеет интегральный характер и позволяет учитывать сразу несколько вариантов исполнения.

Стоимость жизненного цикла двигателя включает все затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию в течение назначенного ресурса заказанной партии двигателей, отнесённые к единице данной продукции.

На стоимость жизненного цикла двигателя в основном влияют:

- общий назначенный ресурс, определяющий количество двигателей, необходимых для эксплуатации объекта;
- назначенный ресурс до капитального ремонта (их количество за период эксплуатации) и непосредственные затраты на ремонт;

- затраты на обслуживание;
- затраты на безвозвратные потери масла и расходные материалы;
- стоимость израсходованного топлива или его удельный расход.

Так, например, при выборе миделя стойки опоры, достаточного для проведения внутри неё трубопровода суфлирования, следует взвесить выгоды повышения к.п.д. лопаточной машины за счёт снижения потерь в её проточной части с уменьшенным расходом воздуха суфлирования и, соответственно, диаметра трубопровода, с затратами на использование с этой целью в опорах ротора контактных уплотнений вместо лабиринтных.

Модуль расчёта стоимости жизненного цикла требует отдельной разработки и в предлагаемых алгоритмах присутствует в общем виде. Следует отметить, что этот расчёт должен носить принципиальный характер, а не опускаться до мелочей.

Ниже на рисунке 1 в качестве примера приведён алгоритм проектирования теплового модуля взаимодействия топливной и масляной системы ГТД.

Систематизированный комплекс обязательных требований, предъявляемых к масляным системам авиационных ГТД, приведён в отраслевом стандарте на разработку таких систем [5]. Из содержащихся в нём основных требований непосредственно к двигателю относятся:

- расчёт теплоподвода в масло в опорах;
- определение величины прокачки (циркуляционного расхода) масла через узлы трения ГТД;
- выбор сорта масла, обеспечивающего работоспособность двигателя;
- ограничение допустимой величины теплоотдачи от двигателя в масло;
- обеспечение откачки масла из масляных полостей ГТД во всех условиях эксплуатации;
- обеспечение суфлирования масляных полостей ГТД с необходимой избыточностью.

### 3 Предлагаемый алгоритм проектирования

Основные ступени проектирования можно свести к следующим:

- 1 На основании выбранной кинематической схемы ГТД определение количества уплотнений в каждой опоре.
- 2 Выбор типа уплотнения (контактного или лабиринтного) с учётом реализуемой

величины давления наддува в зоне уплотнения и заданного ресурса проектируемого ГТД.

3 Определение теплоотдачи в масло от составляющих:

- в подшипниках;
- в подвижных уплотнениях масляных полостей опор;
- в демпферах;

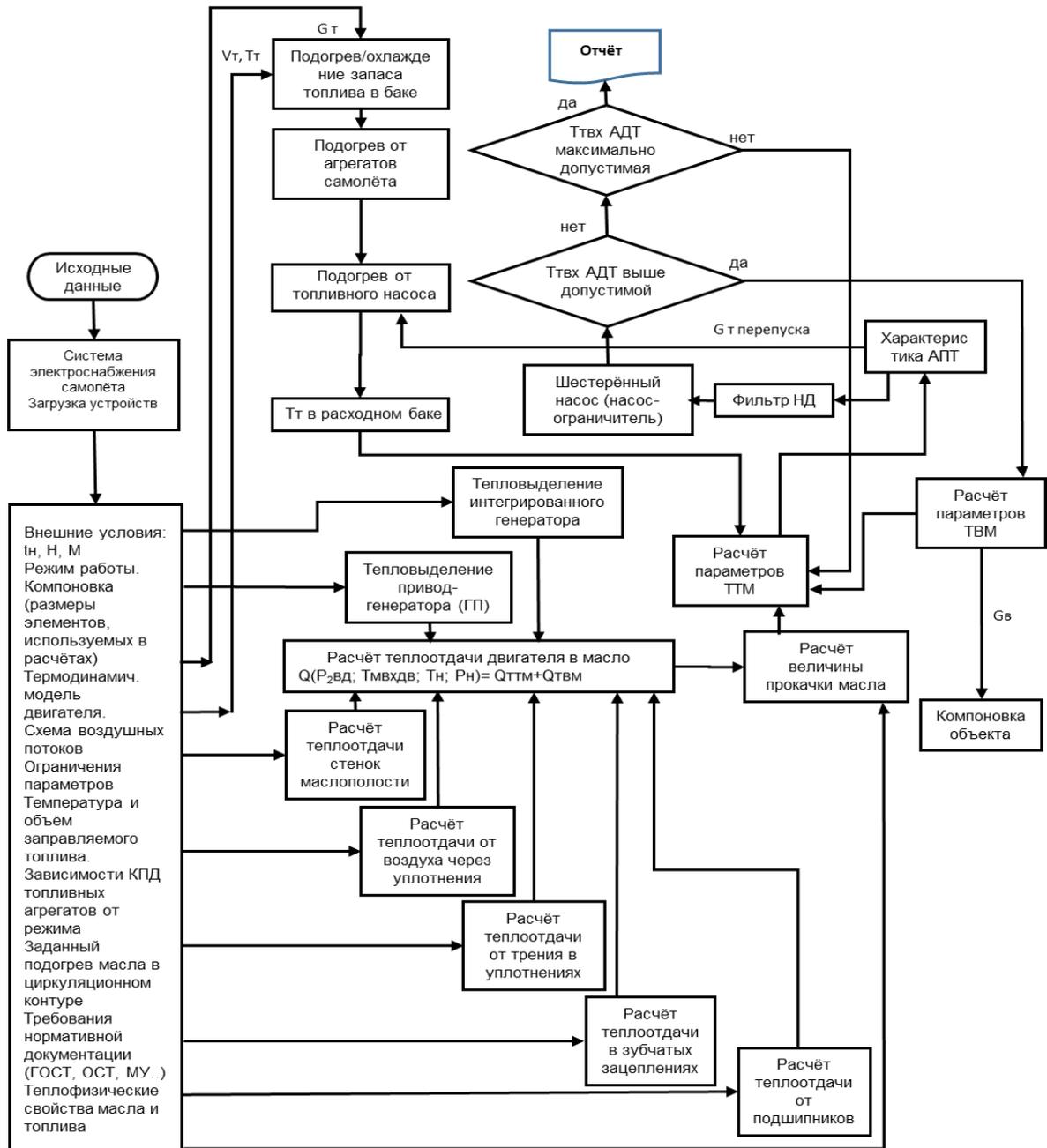


Рисунок 1. Алгоритм проектирования теплового модуля взаимодействия топливной и масляной систем  
 В схеме: АДТ – агрегат дозирования топлива, ТТМ и ТВМ – топливо- и воздухомасляные теплообменники.

– в зубчатых зацеплениях коробок приводов агрегатов и центрального привода;

– через стенки опор с учётом выбранной теплоизоляции;

– от воздуха, втекающего через уплотнения.

4 Определение прокачки масла через отдельные узлы и опоры в целом, исходя из подогрева в каждой опоре от 40 до 50 °С.

5 Формирование принципиальной схемы масляной системы.

6 Выбор схемы суфлирования масляных полостей опор (автономной, объединённой, комбинированной).

7 Выбор места отвода воздуха суфлирования (с использованием эжектора в случае выбора наружного контура или без него).

8 Оценка хладоресурса топлива в топливной системе и выбор схемы охлаждения масла.

9 Определение потребных характеристик теплообменника (теплообменников), выбор серийного или разработка нового агрегата.

10 Исходя из рекомендуемого перепада на уплотнениях и давления их наддува расчёт расхода воздуха и потребного проходного сечения трубопроводов суфлирования с учётом двухфазности потока.

11 Выбор параметров приводного центробежного маслоотделителя (суфлёра).

12 Выбор системы слива масла из опоры к откачивающему насосу, определение проходного сечения по скорости потока жидкой фазы масла (без воздуха) в соответствии с рекомендациями стандарта [6].

13 Выбор производительности и типа откачивающих насосов, оценка их кавитационного запаса во всех условиях эксплуатации.

14 Определение параметров приводного воздухоотделителя (центрифуги), если таковой агрегат предусмотрен принципиальной схемой.

15 Выбор параметров системы фильтрации масла, типа применяемых фильтроэлементов.

16 Формирование требований к маслобаку.

17 Оптимизация выбранных размеров агрегатов, каналов и трубопроводов, исходя из общей компоновки ГТД.

18 Оценка стоимости жизненного цикла двигателя с проектируемой масляной системой. Сравнение с известными прототипами.

19 Оценка технических рисков.

#### 4 Заключение

Разработанные алгоритмы проектирования открыты для дальнейшего развития, уточнения расчётных методик, замены эмпирических зависимостей расчётными, что необходимо в процессе создания цифровых двойников сложных систем.

Исходя из вышесказанного, практическое проектирование элементов масляной системы авиационного двигателя с уже разработанной его общей компоновкой сводится к работам по предлагаемым алгоритмам. Методическая основа представленных алгоритмов проверена опытом предыдущих разработок. Вкупе с оценкой стоимости жизненного цикла двигателя данные алгоритмы создают основу для автоматизации инженерного проектирования.

#### Список использованных источников

[1] Митин, Б. М. Теоретические и экспериментальные исследования по разработке методов сокращения сроков доводки и повышения эксплуатационной надёжности маслосистемы авиационных ГТД / Б. М. Митин, В. А. Рахальский, Н. К. Аксёнов, Л. И. Франкштейн // Труды ЦИАМ, 1982 г. – №12007.

[2] Трянов, А. Е. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных ГТД [Электронный ресурс] : [учеб. пособие] / А. Е. Трянов, О. А. Гришанов, С. В. Бутылкин. – Самара : Изд-во СГАУ, 2006. - on-line. - ISBN = 5-7883-0438-5

[3] Марчуков, Е. Ю. Стоимость жизненного цикла авиапроизводного ГТД / Е. Ю. Марчуков, В. В. Куприк // Газотурбинные технологии. – 2004. – №10.

[4] Щуровский В. А. Применение показателя стоимости жизненного цикла ГТУ / В. А. Щуровский // Газотурбинные технологии. – 2002. – №5.

[5] ОСТ 1 00969 – 80. Системы масляные газотурбинных двигателей самолетов. Общие технические требования. Отраслевой стандарт.

## ON AUTOMATION OF DESIGN OF OIL SYSTEM OF AN AIRCRAFT GTE

Grishanov O.A.

JSC « Kuznetsov »  
Zavodskoe shosse,29,  
Samara, 443009,  
Russian Federation

[oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru](mailto:oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru)

*The design of subsystems and main elements of the oil system of an aircraft gas turbine engine comes down to working on the proposed algorithms. Traditionally, the oil system is divided into hydraulic, thermal and mechanical modules. The methods for designing the elements of each module are known and verified by development experience. But coupled with an assessment of the engine life cycle cost, on the basis of which the algorithms presented in the article were created, a convenient engineering design tool is formed.*

**Keywords:** *schematic diagram of the oil system; heat generation; oil supply; life cycle*

### References

- [1] Mitin, B.M., Rahal'skiy, V.A.; Aksenov, N.K. and Frankshteyn, L.I. (1982), "Theoretical and experimental aimed at devising methods of reduction development terms and improving operational reliability of the aircraft gas turbine engine oil system", *Transactions of Central Institute of Aviation Motors*, №12007. (in Russian)
- [2] Tryanov A.E., Grishanov, O.A. and Butylkin, S.V. (2006), *Proektirovanie sistem suflirovaniya maslyanyh polostey aviatsionnyh GTD, uchebnoe posobie* [Designing of breather systems oil sumps of aviation turbine engines, manual], SGAU, Samara. (in Russian).
- [3] Marchukov, E.Yu. and Kuprik, V.V. (2004), "Life cycle cost of converted aviation turbine engine", *Gas turbo technology magazine*, №10. (in Russian).
- [4] Schurovskiy, V.A. (2002), "Application of a cost index of life cycle of the gas-turbine plant", *Gas turbo technology magazine*, №5. (in Russian).
- [5] OST № 1 00969-80 [Industrial standard]. *Sistemy maslyanye gazoturbinnyyh dvigateley samoletov. Obshchie tekhnicheskie trebovaniya* [Systems oil gas-turbine engines of airplanes. The general technical requirements] (in Russian).

## РАЗРАБОТКА КАСКАДНОГО АЛГОРИТМА МОНИТОРИНГА ДВИЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ В ХОДЕ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Киселева П.И.  
Печенина Е.Ю.  
Печенин В.А.

Самарский национальный исследова-  
тельский университет им. академика  
С.П. Королева

Московское шоссе, д. 34, г. Самара,  
443084, Российская Федерация

[v.a.pechenin@ssau.ru](mailto:v.a.pechenin@ssau.ru)

*Разработан каскадный алгоритм, позволяющий проводить идентификацию содержимого в производственных тарах. Алгоритм состоит из двух этапов: детектирование ячеек тары и классификация содержимого каждой ячейки. Предложенный алгоритм позволяет добиться точности классификации в 89% при обучении на относительно меньшем объеме выборки, чем потребовалось бы при использовании алгоритма прямого детектирования деталей без этапа детектирования ячеек. Алгоритм таким образом подходит для использования в системах мониторинга состояния производственной среды в аэрокосмическом производстве.*

**Ключевые слова:** рабочая лопатка; детектирование; алгоритм; свёрточная нейронная сеть; тара

### 1 Введение

Для наукоёмкого промышленного производства самолётов, ракет, автомобилей, металлообрабатывающих станков и газотурбинных двигателей характерны длинные циклы изготовления продукции, отдельные детали проходят несколько стадий (операций) обработки в цеху, перемещаются между цехами внутри предприятия или между предприятиями-смежниками. В аэрокосмической отрасли характерно изготовление деталей малыми партиями при широкой номенклатуре их изготовления. Для того чтобы выполнялся главный календарный план и план производства в соответствии с директивными датами и своевременно производились корректирующие мероприятия, необходимо отслеживать движение материальных потоков и оптимизировать загрузку производственных мощностей по цепочке технологического маршрута. Для этой цели служат системы сбора информации и мониторинга (MDC-системы) и системы оперативного учёта выполнения производственных заданий (MES-системы) [1]. Существующие MES-системы направлены на повышение эффективности производства

за счёт снижения избыточных складских запасов, объёмов незавершённого производства, повышения степени использования производственных ресурсов, уровня организации хранения и логистики, пропускной способности производственной системы и т.п. [2].

В настоящее время существует разрыв между используемыми в производстве программами среднесрочного и оперативного планирования (ERP) и используемыми в производстве системами сбора информации (MDC+MES) [3]. На предприятиях аэрокосмического профиля данные собираются либо со станков, далеко не со всех, либо с терминалов, где присутствует ручной ввод. Такой избирательный характер поступления информации и человеческий фактор существенно снижают её достоверность [4]. В этой связи разработка эффективных алгоритмов интеллектуализации видеонаблюдения для проведения автоматического анализа видеопотока при помощи технологий машинного обучения [5] позволит сократить существующий разрыв в сборе и анализе производственных данных, повышая эффективность планирования и исполнения. Целью исследования является разработка каскадного ал-

горитма, позволяющего решать задачу идентификации состояния производственного передела методами машинного обучения с использованием унифицированной тары для межоперационной логистики.

## 2 Разработанный алгоритм

Разработанный алгоритм приведён на рисунке 1. Входное изображение тары с деталями проходит компьютерную обработку (изменение размера) и поступает на вход в нейронную сеть детектирования ячеек. В качестве архитектуры нейронной сети выступает YOLO. Все детектированные фрагменты, содержащие ячейки, проходят в цикле через нейронную сеть для классификации VGG. Перед классификацией происходит также изменение размера и, при необходимости, цветового режима. Опишем используемые нейронные сети подробнее.

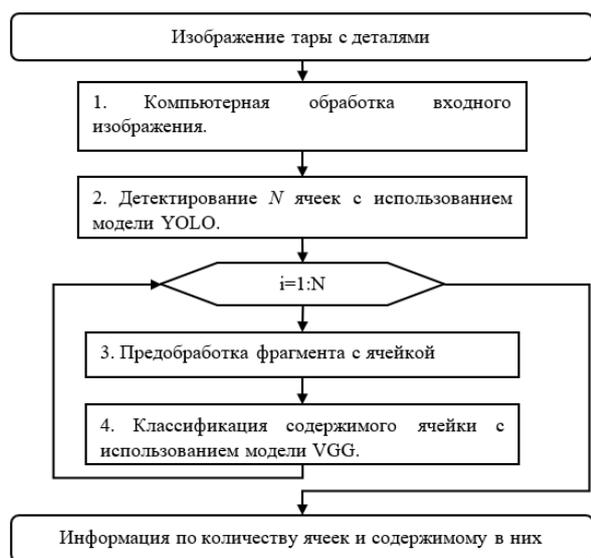


Рисунок 1. Разработанный каскадный алгоритм

### 2.1 Модель детектирования ячеек

Детектирование ячеек в разработанном алгоритме выполняется с использованием нейронной сети архитектуры YOLOv3 [6]. Сеть YOLOv3 содержит 106 слоёв, её особенность состоит в применении основной свёрточной нейронной сети (Darknet-53) один раз ко всему изображению сразу. Это

позволяет работать быстрее и точнее обнаруживать объекты [7].

### 2.2 Модель классификации содержимого ячеек

Задача классификации объекта внутри детектированного фрагмента изображения решалась с использованием свёрточной нейронной сети VGG-19 [8], состоящей из 144 миллионов параметров.

В качестве функции потерь для классификации используется категориальная кросс-энтропия, вычисляемая по формуле:

$$L_{CE} = - \sum_i^C t_i \cdot \log(s_i), \quad (1)$$

где  $C$  – количество классов;  $t_i$  – значение метки для  $i$ -го случая,  $s_i$  – значение на выходе из нейронной сети для  $i$ -го случая.

### 2.3 Оценка качества работы алгоритма

Для оценки точности работы YOLO используется метрика – интерполированная средняя точность (mean average precision,  $mAP$ ). Данная метрика вычисляется на основании средней точности ( $AP$ ). Для расчёта  $AP$  используется в свою очередь метрика  $IoU$  (Intersection over Union), также известная как индекс Жаккара – число от 0 до 1, показывающее, насколько совпадают два объекта (эталонный и детектируемый). Метрика  $IoU$  равна области перекрытия  $S_I$  между прогнозируемой с использованием нейронной сети площадью и размеченной (истинной) областью, разделённой на площадь объединения  $S_U$  между прогнозируемой и истинной областью:

$$IoU = S_I / S_U. \quad (2)$$

При классификации изображений деталей использована метрика доли правильных ответов алгоритма ( $ac$ ):

$$ac = (TP+TN)/(TP+TN+FP+FN), \quad (3)$$

где  $TP$ ,  $FP$ ,  $TN$  и  $FN$  – элементы матрицы ошибок, количество истинно положительных, ложно положительных, истинно отрицательных и ложно отрицательных значений при классификации.

### 3 Эксперименты и результаты

Разработанный алгоритм был реализован на языке Python с использованием

фреймворка Tensorflow и библиотеки OpenCV. Используемая в экспериментах тара и детали (рабочая лопатка турбины) приведены на рисунке 2. Тара, приведённая на рисунке 2, имеет 12 ячеек. Для проведения экспериментов использовались фотографии, сделанные с ip-камер DH-IPC-HFW5442EP-ZE (корпусная цилиндрическая IP-видеокамера 4Мп).

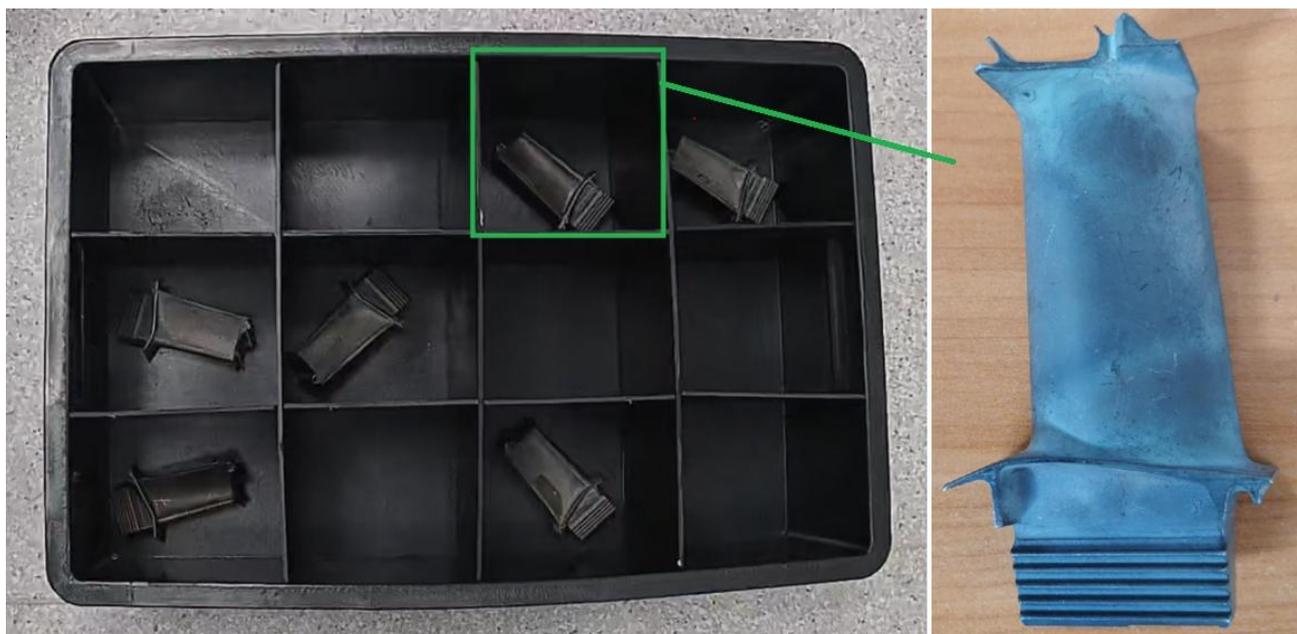


Рисунок 2. Тара с рабочими лопатками турбины

#### 3.1 Обучение сети по детектированию ячеек на таре

Для обучения нейронной сети на детектирование ячеек в таре было использовано 22 изображения тары, выполненных при разном освещении, на разном фоне и с небольшими изменениями ракурса, из которых 16 составили обучающую выборку, 6 – тестовую.

В приложении labelling была выполнена разметка обучающей выборки (пример на рисунке 3), детектируется один класс «ячейка». Кроме того, были использованы 6 тестовых изображений, на которых проверялась точность работы и вычислялась метрика  $mAP$ .

Оптимальный результат при качественном осмотре достигается при 2000 эпохах

обучения. Величина функции потерь  $L$  (1) на 2000 эпохе составила 0,23, средняя величина  $IoU$  достигла значения 0,879. Метрика  $mAP$  на 2000 эпохе составила 100%.

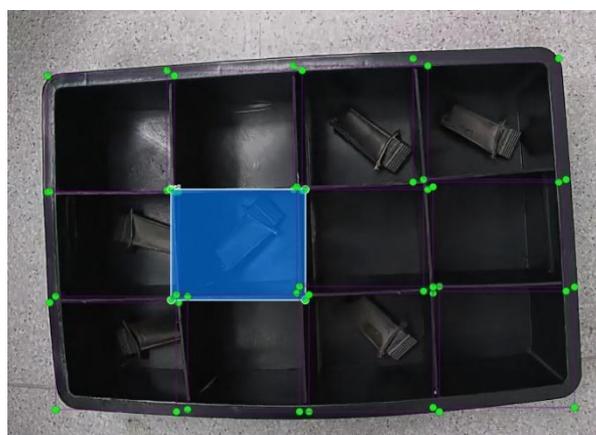


Рисунок 3. Разметка изображений для обучения Yolo

### 3.2 Обучение нейронных сетей для классификации деталей в таре

За этапом детектирования ячеек в таре следует этап классификации содержимого в них (блок-схема на рисунке 1). С использованием обученной на предыдущем этапе сети для детектирования ячеек YOLOv3 с изображений тар с деталями, например как на рисунке 2, выделялись фрагменты с ячейками. Для проведения экспериментов, как отмечалось ранее, использовался 1 вид деталей – рабочая лопатка турбины. Вторым классом являлась пустая ячейка. Для классификации была использована нейронная сеть VGG19. Для оценки точности работы сети VGG19 использовались следующие метрики: доля правильных ответов алгоритма  $ac$  (3) и категориальная кросс-энтропия  $L_{CE}$  (1).

При проведении экспериментов ставилась задача подбора нескольких параметров. Прежде всего выполнялся поиск минимально необходимого размера изображений для обучения и тестирования. Все изображения ячеек делились в пропорции 9:1, то есть размер обучающей выборки составлял 90%, тестовой – 10%. Кроме того, во всех экспериментах использовалась ещё проверочная выборка из 125 изображений, не участвующая в обучении.

Вторым параметром поиска являлся размер батча [9]. Батч – небольшая коллекция данных, которая обычно выбирается из всего обучающего множества случайно. То есть на вход в сеть для обновления весов при обучении одновременно подаётся не одно, а несколько изображений. Это ускоряет обучение и позволяет достигнуть большей обобщающей способности при обновлении весов.

Третьим параметром являлось количество эпох обучения. Необходимо для конкретных условий найти такое число эпох, при которых функция потерь или перестанет уменьшаться на тестовой выборке, или же начинает расти.

Четвёртым параметром являлся цветовой режим изображения: можно либо ис-

пользовать исходное цветное изображение RGB, либо преобразовать его в оттенки серого.

Пятым параметром являлся размер изображения – размерность входной матрицы в нейронной сети. Использовались две размерности: 224x224 и 112x112. Меньшая размерность позволяет экономить место на диске при хранении структуры нейронной сети.

На рисунке 4 приведены графики метрик для тестовой и обучающей выборки в одном из экспериментов, где обучающая и тестовая выборка в сумме составляют 1332 цветных изображения

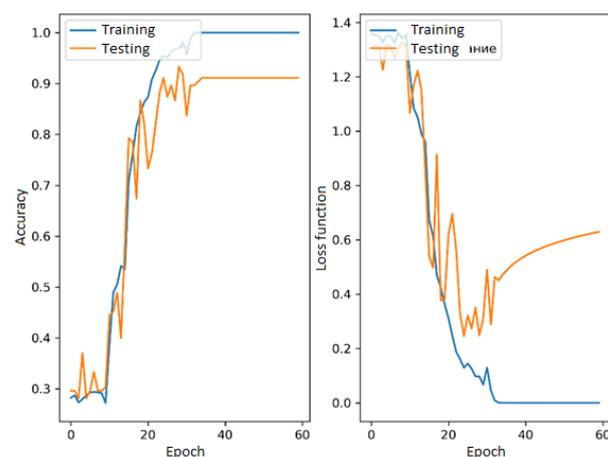


Рисунок 4. Функции потерь и точность при обучении VGG19

Как следует из графиков на рисунке 3.13, начиная с 40 эпохи функция потерь обучающей выборки перестаёт уменьшаться, а для тестовой начинает немного расти, что свидетельствует о переобучении и необходимости остановиться на 38-40 эпохе.

В проводимых экспериментах количество эпох обучения варьировалось от 40 до 60. Ключевыми критериями успешности обучения являлись метрики именно для тестовой и проверочной выборок.

В таблице 1 приведён план экспериментов по подбору параметров сети и получаемая точность для классификации содержимого ячеек.



средств, позволяющих выполнять предиктивную аналитику потенциальных несоответствий с использованием технологий компьютерного зрения и машинного обучения. При этом необходимо будет предусмотреть идентификатор для каждой тары в виде RFID-метки или QR-кода, позволяющий загружать веса нейронных сетей, обученных на конкретный вид тары и типы деталей в них. Внедрение подобных систем продиктовано, кроме того, мировым трендом и объективной необходимостью создания «цифровых двойников» производственной системы, которые являются методологической основой и инструментарием для решения задач управления производством.

#### Список использованных источников

- [1] Introductory overview: Systems and control methods for operational management support in agricultural production systems / S. van Mourik, R. van der Tol, R. Linker [et al.] // *Environmental Modelling & Software*. – 2021. – Vol. 139. – P. 105031.
- [2] Challenges for the cyber-physical manufacturing enterprises of the future / H. Panetto, B. Lung, D.

Ivanov [et al.] // *Annual Reviews in Control*. – 2019. – Vol. 47. – PP. 200-213.

[3] Mörth, O. Cyber-physical systems for performance monitoring in production intralogistics / O. Mörth, C. Emmanouilidis, M. Schadler // *Computers & Industrial Engineering*. – 2020. – Vol. 142. – P. 106333.

[4] Deep learning for visual understanding: A review / Y. Guo, Y. Liu, A. Oerlemans [et al.] // *Neurocomputing*. – 2016. – Vol. 187. – PP. 27-48.

[5] Wang, C-Y Scaled-YOLOv4: Scaling cross stage partial network / C-Y Wang, A. Bochkovskiy, H-Y M. Liao // *Proceedings of the IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*. – 2021. – PP. 13024–13033.

[6] Redmon, J. YOLOv3: An Incremental Improvement / J. Redmon, A. Farhadi // *arXiv*. – 2018. – Vol. 1804. – P. 02767.

[7] You only look once: Unified, real-time object detection / J. Redmon, S. Divvala, R. Girshick, A. Farhadi // *Proceedings of the IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*. – 2016. – Vol. 7780460. – PP. 779-788.

[8] Simonyan, K. Very deep convolutional networks for large-scale image recognition / K. Simonyan, A. Zisserman // *3rd International Conference on Learning Representations*. – 2015. – Vol. 1409. – P. 1556.

[9] Ioffe, S.Y. Batch normalization: accelerating deep network training by reducing internal covariate shift / S.Y. Ioffe, C. Szegedy // *Proc. 32nd ICML*. – 2015. – PP. 448-456.

**DEVELOPMENT OF A CASCADE ALGORITHM FOR MONITORING THE MOVEMENT OF PARTS DURING THEIR MANUFACTURE**

**Kiseleva P.I.**  
**Pechenina E.Yu.**  
**Pechenin V.A.**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse,  
Samara, 443086,  
Russian Federation

[v.a.pechenin@ssau.ru](mailto:v.a.pechenin@ssau.ru)

*A cascade algorithm has been developed that allows identification of contents in production containers. The algorithm consists of two stages: detection of container cells and classification of the contents of each cell. The proposed algorithm makes it possible to achieve a classification accuracy of 89% when trained on a relatively small sample size than would be required when using a direct part detection algorithm, without the cell detection stage. The algorithm is thus suitable for use in environmental monitoring systems in aerospace manufacturing.*

**Keywords:** blade; detection; algorithm; convolutional neural network; container

## References

- [1] van Mourik, S., van der Tol, R., Linker, R., Reyes-Lastiri, D., Kootstra, G., Koerkamp, P. G. and van Henten, E. J. (2021), "Introductory overview: Systems and control methods for operational management support in agricultural production systems", *Environmental Modelling & Software*, vol. 139, p. 105031.
- [2] Panetto, H., Jung, B., Ivanov, D., Weichhart, G. and Wang, X. (2019), "Challenges for the cyber-physical manufacturing enterprises of the future", *Annual Reviews in Control*, vol. 47, pp. 200-213.
- [3] Mörth, O., Emmanouilidis, C. and Schadler, M. (2020), "Cyber-physical systems for performance monitoring in production intralogistics", *Computers & Industrial Engineering*, vol. 142, pp. 106333.
- [4] Guo, Y., Liu, Y., Oerlemans, A., Lao, S., Wu, S. and Lew, M.S. (2016), "Deep learning for visual understanding: A review", *Neurocomputing*, vol. 187, pp. 27-48.
- [5] Wang, C-Y, Bochkovskiy, A., Liao, H-Y M. (2021), "Scaled-YOLOv4: Scaling cross stage partial network", *Proceedings of the IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*, pp. 13024-13033.
- [6] Redmon, J. and Farhadi, A. (2018), "YOLOv3: An Incremental Improvement", arXiv, vol. 1804, p. 02767.
- [7] Redmon, J., Divvala, S., Girshick, R. and Farhadi, A. (2016), "You only look once: Unified, real-time object detection", *Proceedings of the IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*, vol. 7780460, pp. 779-788.
- [8] Simonyan, K. and Zisserman, A. (2015), "Very deep convolutional networks for large-scale image recognition", *3rd International Conference on Learning Representations*, vol. 1409, p. 1556.
- [9] Ioffe S.Y., Szegedy C. (2015), "Batch normalization: accelerating deep network training by reducing internal covariate shift", *Proc. 32nd ICML*, pp. 448-456.