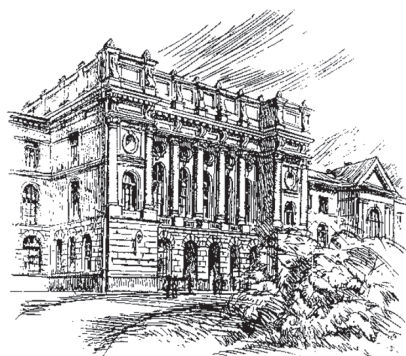


Том 25, №2, 2019



# Научно-технические ведомости СПбПУ.

## Естественные и инженерные науки

Санкт-Петербург

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ВЕДОМОСТИ СПбПУ. ЕСТЕСТВЕННЫЕ И ИНЖЕНЕРНЫЕ НАУКИ**  
**ST. PETERSBURG POLYTECHNIC UNIVERSITY**  
**JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES AND TECHNOLOGY**

**РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ ЖУРНАЛА**

*Васильев Ю.С.*, главный редактор, научный руководитель  
СПбПУ, академик РАН

*Вайсберг Л.А.*, академик РАН

*Згуровский М.З.*, ин. член РАН, академик НАН Украины

*Костюк В.В.*, академик РАН

*Лагарьков А.Н.*, академик РАН

*Окрепилов В.В.*, академик РАН

*Патон Б.Е.*, академик НАН Украины и РАН

*Рудской А.И.*, академик РАН

*Федоров М.П.*, академик РАН

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА**

*Васильев Ю.С.*, главный редактор, научный руководитель  
СПбПУ академик РАН

*Кондратьев С.Ю.*, зам. главного редактора, д-р техн. наук,  
профессор СПбПУ

*Аксёнов Л.Б.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Баишкарёв А.А.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Гордеев С.К.*, д-р техн. наук, ст. научн. сотр. ЦНИИМ

*Гуменюк В.И.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Забоин В.Н.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Колсун Михал*, профессор Технического университета  
г. Кошице (Словакия)

*Кириллов А.И.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Коровкин Н.В.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Митяков А.В.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Михайлов В.Г.*, д-р техн. наук, профессор Бранденбургского  
ТУ (Германия)

*Райчик Ярослав*, д-р техн. наук, профессор Ченстоховского  
политехнического университета (Польша)

*Сергеев В.В.*, д-р техн. наук, профессор, проректор СПбПУ  
чл-корр РАН,

*Тендлер М.Б.*, ин. член РАН, KTH Royal Institute  
of Technology (Швеция)

*Титков В.В.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Толочко О.В.*, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

*Фокин Г.А.*, д-р техн. наук, генеральный директор  
ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»

*Цемченко В.Н.*, д-р техн. наук, зав. каф. СПбПУ

**EDITORIAL COUNCIL**

*Vasiliev Yu.S.* — head of the editorial council, full member of the Russian Academy of Sciences, Scientific director of the Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

*Vaisberg L.A.* — full member of the Russian Academy of Sciences

*Zgurovskiy M.Z.* — foreign member of the Russian Academy of Sciences, full member of the National Academy of Sciences of Ukraine

*Kostiuk V.V.* — full member of the Russian Academy of Sciences

*Lagar'kov A.N.* — full member of the Russian Academy of Sciences

*Okrepilov V.A.* — full member of the Russian Academy of Sciences

*Paton B.E.* — full member of the Russian Academy of Sciences and the National Academy of Sciences of Ukraine

*Rudskoy A.I.* — full member of the Russian Academy of Sciences

*Fedorov M.P.* — full member of the Russian Academy of Sciences

**JOURNAL EDITORIAL BOARD**

*Vasiliev Yu.S.* — editor-in-chief, full member of the Russian Academy of Sciences, Scientific director of the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

*Kondrat'ev S.Yu.* — deputy editor-in-chief, Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Aksenov L.B.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Bashkarev A.Ya.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Gordeev S.K.* — Dr.Sc. (tech.), prof. CNIIM

*Gumenyuk V.I.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Zaboin B.N.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Kolcun Michal* — Ph.D., Technical University of Kosice (Slovak Republic)

*Kirillov A.I.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Korovkin N.V.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Mityakov A.V.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Michailov V.G.* — Dr.Sc. (tech.), prof. BTU (Germania)

*Raychik Ya.* — Dr.Sc. (tech.), prof. Czestochova Polytechnic University (Poland)

*Sergeev V.V.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU, corresponding member of the RAS

*Tendler M.B.* — foreign member of the Russian Academy of Sciences, KTH Royal Institute of Technology (Sweden)

*Titkov V.V.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Tolochko O.V.* — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

*Fokin G.A.* — Dr.Sc. (tech.), General Director of LLC «Gazprom Transgaz St. Petersburg»

*Tsamenko V.N.* — Dr.Sc. (tech.), Head of Chair SPbPU

Журнал с 1995 года издается под научно-методическим руководством Российской академии наук.

Журнал с 2002 года входит в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук.

Сведения о публикациях представлены в Реферативном журнале ВИНТИ РАН, в международной справочной системе «Ulrich's Periodical Directory».

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия (свидетельство ПИ № ФС77-69285 от 6 апреля 2017 г.)

Подписной индекс **18390** в объединенном каталоге «Пресса России».

С 2005 года журнал включен в базу данных «Российский индекс научного цитирования» (РИНЦ), размещенную на платформе Научной электронной библиотеки на сайте <http://www.elibrary.ru>

При перепечатке материалов ссылка на журнал обязательна.

Точка зрения редакции может не совпадать с мнением авторов статей.

Адрес редакции и издательства: Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29.  
Тел. редакции (812) 294-22-86.

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2019



## Содержание

<b>К юбилею главного редактора журнала «Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки» академика РАН Юрия Сергеевича Васильева .....</b>	<b>5</b>
--	----------

### Энергетика и электротехника

<b>Клименко А.В., Агабабов В.С., Борисова П.Н.</b> Совместная генерация произведенных энергоносителей (обзор) .....	<b>6</b>
<b>Шишигин С.Л., Черепанов А.В., Шишигин Д.С.</b> Импульсный метод измерения сопротивления заземлителей .....	<b>30</b>
<b>Кожухов Ю.В., Неверов В.В., Иванов В.М., Карташов С.В.</b> Выбор параметров оптимизации рабочего колеса центробежного компрессора .....	<b>42</b>
<b>Авдеев Е.Е., Булович С.В., Горский Ю.А.</b> Анализ моделей уноса и осаждения капель в дисперсно-кольцевом режиме течения .....	<b>54</b>
<b>Нгуен Нгок Т., Капралов В.М., Коленько Г.С.</b> Влияние частот нагружения на сопротивление усталости материалов .....	<b>68</b>
<b>Локтионова Е.А., Голощапова А.А., Голощапова Е.А.</b> Фильтрационная модель гидродинамического сопротивления напорных трубопроводов .....	<b>78</b>

### Машиностроение

<b>Боровков А.И., Войнов И.Б., Рекстин А.Ф., Бакаев Б.В.</b> Моделирование характеристик двухступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата .....	<b>87</b>
<b>Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б.</b> Совершенствование метода первичного проектирования рабочих колес центробежных компрессоров .....	<b>105</b>
<b>Нгуен А.К., Лапшин К.Л.</b> Структура течения газа в турбинных ступенях с отрицательным градиентом степени реактивности .....	<b>118</b>
<b>Ильиных В.А.</b> Статистический анализ геометрии профильных деталей шпиндельного узла многоцелевых станков .....	<b>132</b>
<b>Князькина В.И., Иванов С.Л.</b> Диагностика и продление срока службы трансмиссий карьерных экскаваторов .....	<b>141</b>
<b>Нгуен Нгок Т., Капралов В.М.</b> Анализ резонанса и свободных колебаний лопатки газовой турбины .....	<b>149</b>

### Металлургия и материаловедение

<b>Ягубов В.С., Щегольков А.В.</b> Электропроводность и механические характеристики композитов на основе хлоропренового каучука, модифицированного углеродными наноматериалами .....	<b>161</b>
--	------------

### Хроника

<b>Морачевский А.Г.</b> Пионер отечественной теоретической физики (к 125-летию со дня рождения Якова Ильича Френкеля) .....	<b>171</b>
<b>Евграфов А.Н., Каразин В.И.</b> Вклад М.З. Коловского в теорию механизмов и машин .....	<b>183</b>

## Contents

<b>Celebrating the jubilee of Yuri Sergeevich Vasiliev, academician of RAS, editor-in-chief of St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology .....</b>	<b>5</b>
--	----------

### Power engineering and Electrical engineering

<b>Klimenko A.V., Agababov V.S., Borisova P.N.</b> Combined generation of produced energy carriers: review .....	6
<b>Shishigin S.L., Cherepanov A.V., Shishigin D.S.</b> Impulse method of measuring impedance in grounding systems .....	30
<b>Kozhukhov Y.V., Neverov V.V., Ivanov V.M., Kartashov S.V.</b> The choice of geometric parameters in the optimization of centrifugal compressor impeller .....	42
<b>Avdeev E.E., Bulovich S.V., Gorskiy Yu.A.</b> Analysis of entrainment and deposition models in annular dispersed flow regime .....	54
<b>Nguyen Ngoc T., Kapralov V.M., Kolenko S.G.</b> Effect of loading frequencies on fatigue resistance of materials .....	68
<b>Loktionova E.A., Goloshchapova A.A., Goloshchapova E.A.</b> Filtration model of hydrodynamic resistance of pressure pipelines .....	78

### Mechanical engineering

<b>Borovkov A.I., Voynov I.B., Rekstin A.F., Bakaev B.V.</b> Modeling of characteristics of two-stage centrifugal gas compressor unit .....	87
<b>Rekstin A.F., Galerkin Yu.B.</b> Improving method for primary design of centrifugal compressor impellers .....	105
<b>Nguyen A.Q., Lapshin K.L.</b> Structure of gas flows in turbine stage with negative gradient of reactivity degree .....	118
<b>Ilyinykh V.A.</b> Statistical analysis of geometry of profile parts of spindle unit of multi-task machines .....	132
<b>Knyazkina V.I., Ivanov S.L.</b> Diagnosing and extending useful life of transmissions in mining excavators .....	141
<b>Nguyen Ngoc T., Kapralov V.M.</b> Analysis of resonance and natural frequencies of gas turbine blades ...	149

### Metallurgy and Materials technology

<b>Yagubov V.S., Shchegolkov A.V.</b> Electrical conductivity and mechanical characteristics of composites based on chloroprene rubber modified with carbon nanomaterials .....	161
---	-----

### Chronicle

<b>Morachevskij A.G.</b> Pioneer of Russian theoretical physics (dedicated To the 125th anniversary of birth of Yakov Ilich Frenkel) .....	171
<b>Evgrafov A.N., Karazin V.I.</b> Contribution of M.Z. Kolovsky to theory of mechanisms and machines .....	183



## К юбилею главного редактора журнала «Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки» академика РАН ЮРИЯ СЕРГЕЕВИЧА ВАСИЛЬЕВА



Фотография с заседания редакционной коллегии журнала «Научно-технические  
ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки» (26.09.2018 г.)

10 апреля 2019 года выдающемуся гидроэнергетику России Юрию Сергеевичу Васильеву, исполнилось 90 лет. Ю.С. Васильев выпускник Политехнического института им. М.И. Калинина 1951 года. Свою научную работу Ю.С. Васильев начал в Политехническом институте ассистентом на кафедре «Использование водной энергии», прошел путь от ассистента до профессора — заведующего кафедрой.

Научная деятельность Ю.С. Васильева была посвящена методам и технико-экономическим расчетам при проектировании деривационных каналов ГЭС, что позволило ему в 1962 г. защитить кандидатскую диссертацию. Дальнейшее развитие научных исследований, проводимых Ю.С. Васильевым, связано с разработкой методов физико-математического моделирования и использования ЭВМ в гидроэнергетике. Его работы по физическому и математическому моделированию водопроводящих трактов гидроэнергетических установок и фундаментальные исследования в области автоматизированных систем проектирования в гидроэнергетике заложили основы научного направления «Автоматизация процессов обоснования параметров проектирования и управления гидроэлектростанций и водохозяйственных систем».

Ю.С. Васильев широко известен научной общественности как ученый, сформировавший научное направление, связанное с решением экологических проблем гидроэнергетики и развитием возобновляемых источников энергии. Он один из основоположников организации комплексных природоохранных исследований, связанных с энергетическим и водохозяйственным строительством и объективно выявляющих негативное и позитивное воздействие строительства гидроузлов на окружающую среду. Результаты этих работ были обобщены в докторской диссертации.

Ю.С. Васильев руководил научно-техническими программами «Человек и окружающая среда» и «Энергетика» Минвуза РСФСР, которые объединяли 260 вузов России. В 1987 г. Ю.С. Васильев избран членом-корреспондентом Российской академии наук по Отделению физико-математических проблем энергетики, а в 2000 г. — академиком РАН по тому же отделению.

Широкий спектр интересов Ю.С. Васильева обусловил его убеждение в необходимости развития печатных научных изданий Политехнического института с целью постоянного отражения результатов деятельности научных коллективов в области научных исследований и образования. В 1994 году по инициативе Ю.С. Васильева был учрежден периодический научный журнал «Научно-технические ведомости СПбГПУ». В последующем журнал стал основой для создания отдельных, самостоятельных журналов по нескольким научным направлениям, включенных в Перечень журналов ВАК.

В течение 25 лет Ю.С. Васильев является главным редактором и председателем редакционной коллегии созданного им журнала. Редакционная коллегия журнала «Научно-технические ведомости СПбГПУ. Естественные и инженерные науки» поздравляет Юрия Сергеевича Васильева с 90-летием и желает ему здоровья, благополучия, и творческих успехов.

DOI: 10.18721/JEST.25201  
УДК 620.91-93:620.97

*А.В. Клименко, В.С. Агабабов, П.Н. Борисова*

Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

## **СОВМЕСТНАЯ ГЕНЕРАЦИЯ ПРОИЗВЕДЕННЫХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ (ОБЗОР)**

Рассмотрены публикации в научно-технической литературе, посвященные вопросам одного из возможных направлений повышения эффективности работы объектов энергетики — создания мультигенерационных систем. В состав таких систем входят объекты генерации энергоносителей и потребители. Для повышения эффективности работы объектов генерации, вынужденных в периоды сезонных и суточных провалов электрической и тепловой нагрузки работать в неноминальных режимах с пониженной термодинамической эффективностью, организовывается за счет использования неостребованных мощностей совместная с электроэнергией и теплом генерация иных произведенных энергоносителей, таких как, например, холод, водород, сжатый воздух и др. Это позволяет обеспечивать генерацию электроэнергии и тепла в режимах, близких к номинальным, а также организовывать совместную с электроэнергией и теплом генерацию и иных произведенных энергоносителей с более высокими показателями эффективности, чем при раздельном производстве. Рассмотрены различные критерии оценки эффективности мультигенерационных систем, а также особенности эксплуатации объектов энергетики в условиях России.

*Ключевые слова:* повышение эффективности, выравнивание графиков нагрузки объектов генерации, совместная генерация энергоносителей различных видов, критерии оценки эффективности мультигенерационных систем, особенности эксплуатации объектов энергетики в условиях России.

*Ссылка при цитировании:*

А.В. Клименко, В.С. Агабабов, П.Н. Борисова. Совместная генерация произведенных энергоносителей (обзор) // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 6–29. DOI: 10.18721/JEST.25201.

*A.V. Klimenko, V.S. Agababov, P.N. Borisova*

National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia

## **COMBINED GENERATION OF PRODUCED ENERGY CARRIERS: REVIEW**

The article presents a review of scientific and technical publications dedicated to one of the possible directions of efficiency improving generation facilities, i.e., the development of multi-generation energy systems. Such systems include energy generation facilities and consumers. This technology is proposed for generation facilities which forced to work in off-nominal conditions during seasonal and daily off-peak periods of electric and thermal loads, which decreases their thermodynamic efficiency. Generation of other produced energy carriers, such as cold, hydrogen, compressed air, etc., is organized together with electricity and heat due to using unclaimed capacities. It allows to provide generation of electricity and heat in the modes close to nominal, and also to organize combined generation of electricity and heat and other



produced energy carriers with higher efficiency criteria than with separate generation. Various efficiency evaluation criteria of multi-generation systems are considered, as well as operational features of generation facilities in Russia.

**Keywords:** efficiency improving, load curves leveling of generation facilities, combined generation of energy carriers, efficiency evaluation criteria of multi-generation systems, operational features of generation facilities in Russia.

**Citation:**

A.V. Klimenko, V.S. Agababov, P.N. Borisova, Combined generation of produced energy carriers (review), *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 6–29, DOI: 10.18721/JEST.25201.

**Введение.** Одним из возможных путей повышения эффективности преобразования энергии топлива является создание технологий комбинированной, или совместной, генерации энергоносителей различных видов. Так, на сегодняшний день в мировой энергетике, в том числе и в России, широкое распространение получили теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) с паротурбинными установками (ПТУ) теплофикационного типа, производящие совместно наиболее востребованные в промышленности и в социальной сфере энергоносители – электроэнергию и тепло из единственного первичного источника энергии – топлива [1, 2]. Они явились альтернативой разделному производству электроэнергии на электростанциях с паротурбинными установками конденсационного типа (КЭС) и тепла в котельных с применением водогрейных либо паровых котлов.

Многочисленные теоретические, подкрепленные результатами эксплуатации установок совмещенной генерации исследования, проведенные, в основном, в России, показали, что в большинстве случаев термодинамическая эффективность совмещенной генерации электроэнергии и тепла на ТЭЦ оказывается выше, чем тот же показатель при их разделном производстве на КЭС и в котельных [1, 3, 4].

Уже это обстоятельство делает целесообразным постановку вопроса о совместном производстве различных энергоносителей, в которых нуждается конечный потребитель. Такими энергоносителями могут быть холод,

водород, кислород, метан и др. Более того возможны варианты, когда наряду с энергоносителями производятся продукты, не относящиеся к их числу, но имеющие рыночную стоимость (например, химические удобрения).

Исследованиям совместного производства трех и более энергоносителей посвящено значительное число работ, большая часть которых опубликована в последние 20–25 лет. Начать их обзор необходимо с нескольких важнейших определений так, чтобы исключить в дальнейшем изложении различную трактовку используемых терминов.

### Используемые определения

Авторы констатируют, что в литературе единое, общепринятое определение, что же следует понимать под совместным производством произвольного числа энергоносителей и полезных продуктов, на сегодня отсутствует. Предлагается использовать следующее определение. *Мультигенерация* – совместное одновременное производство энергоносителей, а также иных продуктов, (в сумме не менее двух) на объекте генерации с использованием технологически связанных энергогенерирующих установок.

При этом, для удобства описания технического решения в каждом конкретном случае, используются термины *бигенерация*, *трехкратная*, *четырёхкратная* и т. д. мультигенерация, в зависимости от числа производимых энергоносителей и полезных продуктов.

Вместе с тем целесообразно сохранить устоявшийся термин *когенерация* для получившего широкое распространение совместного производства электроэнергии и тепла. Это же касается и такого общепринятого термина как *тригенерация*, когда совместно производятся электроэнергия, тепло и холод из одного первичного энергоносителя на технологически связанных между собой установках.

Подчеркнем, что мультигенерация в любом виде подразумевает централизованную поставку потребителю необходимых для него энергоносителей и продуктов.

### Зарубежный опыт

Достаточно подробный анализ более, чем пятисот зарубежных публикаций, посвященных рассматриваемой тематике и вышедших в период с 1981 по 2017 год, проведен в обзорах [5–7].

Относительно заключений и выводов авторов [5–7] о рассмотренных ими публикациях, можно сделать некоторые обобщения.

1. Существенную роль в выбранных методических подходах к рассмотрению проблемы повышения эффективности генерации произведенных энергоносителей в западных странах сыграли существующие там условия: уровень развития и состав энергогенерирующих мощностей и потребителей энергии, площади занимаемых территорий, климатические особенности, хозяйственные связи между объектами генерации и объектами потребления, законодательные акты в области защиты окружающей среды от выбросов промышленных производств и т. п.

2. В работах западных исследователей рассмотрены, в основном, системы совместной генерации произведенных энергоносителей, относящиеся к малой энергетике, т. е., в соответствии с существующей классификацией, объекты генерации с общей установленной мощностью менее 30 МВт и единичной электрической мощностью агрегатов менее 10 МВт.

3. Авторы практически всех публикаций рассматривают развитие совместного произ-

водства энергоносителей (систем мультигенерации) как перспективное направление развития систем энергоснабжения, позволяющее уменьшить потребление топлива и, как следствие, выбросы  $\text{CO}_2$  в атмосферу.

4. Определена тенденция развития совместной генерации произведенных энергоносителей от двух- и трехкомпонентной к технологии мультигенерации. При этом в качестве произведенных энергоносителей рассматриваются как традиционные электроэнергия, тепло и холод различных параметров, так и такие, как водород, кислород и т. п., а также и другие продукты, например, метанол и иные химические вещества, обладающие рыночным потенциалом.

5. Предлагается в дальнейших исследованиях расширять состав энергоносителей, которые могут быть использованы в мультигенерирующих системах как первичные, рассматривая существующие виды ископаемого топлива, возобновляемые источники энергии, а также различные сочетания и тех, и других.

6. Отмечается необходимость рассмотрения вопросов, связанных с аккумулированием произведенных энергоносителей в связи с возможными дискретными режимами их генерации и потребления. Следует подчеркнуть, что идея совместного производства различных видов энергии тесно переплетается с проблемой аккумулирования энергии. Проблема весьма многогранная, один из ее аспектов — обеспечение постоянных условий работы электрогенерирующего оборудования, когда его эффективность, а также надежность отвечают наиболее высоким показателям. Так, например, предлагается, в часы провалов спроса на электроэнергию использовать ее избыток для получения водорода или сжатого воздуха, тем самым создавая запас энергии. Существуют и другие варианты решения этой проблемы. В такой постановке аккумулирование и совместное производство практически ничем не отличаются. Подчеркнем, что в принципе можно рассматривать аккумуляиро-



вание любого из производимых энергоносителей, например, тепла.

7. Эффективность совместного производства энергоносителей предлагается оценивать в сравнении с исходным вариантом, т.е. с раздельной их генерацией.

8. При оценке эффективности систем применялись различные термодинамические критерии (табл. 1). Нетрудно видеть, что различие между критериями, определяемыми на основе характеристик теплового баланса, (критерии 1–4 в табл. 1), весьма условно. Они связаны один с другим и вряд ли можно отдать предпочтение какому-то из них. Наряду с ними используется и такой критерий, как количество выбросов  $\text{CO}_2$  в атмосферу. Разумеется, что этот критерий не может рассматриваться как вполне самостоятельный, поскольку он однозначно связан с экономией используемого ископаемого органического топлива. Его появление в числе кри-

териев, на наш взгляд, обусловлено тем исключительно внимательным отношением, которая проявляет западная общественность к проблеме глобального потепления.

Удивительно, но в анализируемых работах достаточно редко используется эксергетический метод (критерий 5), хотя показания к его использованию очевидны – произведенные энергоносители могут заметно отличаться по своей энергетической ценности. Попытка объяснить такую ситуацию предпринята автором [8]. По его мнению, сравнение показателей, основанных на энергии, с показателями с использованием эксергии, подчеркивает несоответствия, которые иногда возникают в реальности, скорее всего, из-за простоты использования понятия энергии, которая в конечном итоге в отличие от эксергии является «платной». Этим объясняется, почему энергетические показатели по-прежнему широко распространены.

Таблица 1

**Термодинамические критерии оценки эффективности мультигенерационных систем**

**Thermodynamic criteria for evaluating the effectiveness of multigeneration systems**

Критерий	Определение	Обозначение, примечание
1. Абсолютная экономия первичной энергии, $\Delta Q_{\text{абс}}$	$\Delta Q_{\text{абс}} = \sum_{i=1}^n Q_i - Q_{\text{совм}}$	$Q_i$ – расход энергии при раздельном производстве $i$ – го энергоносителя (продукта); $Q_{\text{совм}}$ – расход энергии при совместном производстве тех же энергоносителей и полезных продуктов
2. Относительная экономия первичной энергии, $\Delta q_{\text{отн}}$	$\Delta q_{\text{отн}} = \frac{\Delta Q_{\text{абс}}}{\sum_{i=1}^n Q_i}$	
3. Относительный критерий экономии топлива, $\vartheta$	$\vartheta = \frac{\Delta Q_{\text{абс}}}{\sum_{i=1}^n Q_i}$	
4. Коэффициент использования тепла топлива, КИТТ	$\text{КИТТ} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{Q_{\text{топл}}}$	$N_i$ – энергия $i$ – го произведенного энергоносителя; $Q_{\text{топл}}$ – энергия первичного топлива
5. Экологический критерий: относительное уменьшение выбросов $\text{CO}_2$	$\Delta M_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{разд}} - M_{\text{совм}}}{M_{\text{разд}}}$	$M$ – выбросы при раздельном «разд» и совместном «совм» производстве энергоносителей
6. Эксергетический коэффициент энергосбережения, $\eta_e$	$\eta_e = \frac{E_{\text{разд}} - E_{\text{совм}}}{E_{\text{разд}}}$	$E$ – эксергия при раздельном «разд» и совместном «совм» производстве энергоносителей

9. Наряду с термодинамическими используются и экономические показатели. При этом в различных публикациях эти показатели рассматриваются как для объектов генерации, так и для потребителей.

Отмечается, что экономическая оценка может относиться к операционным аспектам (например, для разработки оптимальных операционных стратегий для каждого продукта совмещенной генерации на основе соответствующих цен на энергоносители) или к аспектам планирования (например, для определения лучших технологий, размеров и топологий системы для минимизации общей стоимости или максимизации прибыли). Соответствующие индикаторы (критерии) необходимы для количественного определения эффективности различных операционных стратегий в разных условиях (с учетом определенной энергетической системы) или для определения наилучшего решения и ранжирования различных альтернатив на стадии проектирования. Тогда критерии оценки могут иметь детерминированный характер (когда предполагается, что соответствующие переменные известны с уверенностью или когда приведены средние значения из данного распределения) или вероятностный характер (когда дается хотя бы одна из переменных через стохастическую модель, которая может быть, например, основана на непрерывной или дискретной функции распределения вероятностей, а затем соответствующие результаты также могут быть даны с вероятностным описанием, из которых могут быть извлечены синтетические метрики, такие как средние значения).

10. В качестве методов оптимизации при проведении исследований использовались: линейное программирование, генетический алгоритм, метод лагранжевых множителей, метод ветвей и границ, разделение системы, эволюционный алгоритм, эволюционные алгоритмы линейного программирования, Парето-оптимизации (ценообразование в энергосистеме).

Одним из немногих реальных примеров воплощения идеи мультигенерация являются системы централизованного хладоснабжения. Следует отметить, что в странах Западной Европы и США централизованное хладоснабжение получило определенное распространение. Так, например, в работе [9] приводятся данные о холодильной мощности установок централизованного хладоснабжения, существовавших в Германии в конце 2005 года: общая установленная холодильная мощность составляла 700 МВт. При этом в год централизованно производилось около 600 ГВт·ч холода.

В отчете [10] приводятся материалы о существующей в Германии в г. Кемниц (Chemnitz) установке централизованного тепло — хладоснабжения. Потребителями холода являются магазины, офисные здания, оперный театр, технический университет. Общая установленная мощность оборудования потребителей составляет 10,6 МВт, в ближайшие несколько лет планируются новые присоединения с холодильной мощностью, примерно, 5–6 МВт.

### **Особенности эксплуатации объектов энергетики в условиях России**

Переходя к анализу публикаций на тему совместной генерации произведенных энергоносителей в российской научно-технической литературе, необходимо, прежде всего, отметить существующие в России отличия организации энергетического хозяйства по сравнению с условиями в других странах. К ним относятся:

1. Значительное изменение температуры наружного воздуха в течение года, что определяет существенное различие в потребных электрической и тепловой мощностях (в первую очередь, тепловой) в отопительный и неотопительный периоды. Разница средних температур самого теплого и самого холодного месяца года даже на Европейской территории России в 1,5–2 раза превышает характерное значение этой разницы для стран Западной Европы.





2. Наличие развитой системы когенерации — производство тепла в сочетании с выработкой электроэнергии — на крупных ТЭЦ, централизованно обеспечивающих значительную часть потребности в этих энергоносителях в масштабах страны. Доля ТЭЦ в централизованной поставке тепла составляет 46 % и остается неизменной вот уже на протяжении последних 20 лет, хотя общее теплопотребление за этот период снизилось на 18 % (1997 г. — 1519 млн Гкал, 2015 г. — 1251 млн Гкал).

3. Конструктивные особенности используемых на крупных ТЭЦ России паротурбинных установок, имеющих промышленные и теплофикационные отборы, что делает обязательным учет влияния любых внедряемых мероприятий, в том числе и связанных с совмещенной генерацией произведенных энергоносителей, на эффективность работы основного оборудования ТЭЦ. Это обуславливает необходимость системного подхода при определении эффективности использования технологий мультигенерации.

4. Большая территория страны с различной степенью населенности отдельных ее частей, что приводит к необходимости развития на различных территориях объектов как «большой», так и малой энергетики.

5. Исключительно низкий уровень использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ) для генерации электроэнергии и тепла по сравнению с существующими природными возможностями и мировыми показателями.

Эти отличия определили основные направления и методические подходы в российских научно-технических изданиях при рассмотрении вопросов повышения эффективности генерации произведенных энергоносителей путем их совмещенного производства.

### Когенерация

Простейший случай реализации идеи совместного производства энергии различных, необходимых потребителю видов — это получившая широкое распространение не только в России, но и в мире когенерация, т.е. совмест-

ное производство электроэнергии и тепла. В «большой» энергетике объектами совместной генерации являются ТЭЦ с паротурбинными установками с единичной электрической мощностью более 10 МВт (при общей установленной мощности электростанции более 30 МВт) с турбоагрегатами теплофикационного типа, в малой энергетике — это либо газотурбинные установки (ГТУ), либо газопоршневые агрегаты (ГПА), либо паротурбинные установки малой (менее 10 МВт) установленной мощности в большинстве своём конденсационного типа или с противодавлением.

Сравнению эффективностей отдельной и совместной генерации электроэнергии и тепла в «большой» энергетике были посвящены исследования многих авторов. Основные усилия российских исследователей были направлены на определение эффективности совместного производства электроэнергии и тепла по сравнению с отдельным их производством. Однако различные энергетические организации в России при разработке соответствующих методик использовали различные подходы. Так, в [3] приводятся сведения о нескольких принципиально различных методах определения эффективности совместной выработки электроэнергии и теплоты [11–17]. Известны и сравнительно более ранние, например, [18], а также и более поздние [19, 20] публикации по этой тематике. Суть проблемы наиболее ясно изложена в [3]. Заключается она в том, что теплотехническое сообщество до сегодняшнего дня не может прийти к общему мнению о выборе единой методики определения эффективности комбинированной генерации электроэнергии и тепла. Речь идет о распределении затраченного на ТЭЦ топлива между использованным на производство электроэнергии и тепла. Существуют несколько разработанными различными организациями возможных вариантов расчета удельных показателей эффективности работы ТЭЦ, среди которых: балансовый «физический» метод, эксергетический метод, метод ОАО «Фирма ОРГРЭС», метод расчета удельных показателей по недовыработанной

электроэнергии, метод расчета, учитывающий тепловую ценность отборного пара. К ним можно добавить предложенный в [20] метод, основанный на использовании энергетической (тепловой) характеристики теплофикационной турбоустановки.

В [3] высказывается предположение о том, что преимущество совместной выработки электроэнергии и теплоты очевидно, однако все эти методы дают лишь различное толкование физической сущности рассматриваемого в них разделения затрат топлива на производство электроэнергии и тепла. В то же время, результаты расчетов по различным методам бывают диаметрально противоположны.

Определенные трудности в оптимизации работы крупных ТЭЦ вызывают в последние годы организационные изменения в российской энергетике, суть которых определена в [21]: «В настоящее время теплофикация с комбинированным производством электроэнергии и тепла переживает в нашей стране серьезный кризис. Стоимость электроэнергии и тепла на многих ТЭЦ, особенно оснащенных устаревшим оборудованием, оказывается высокой, а их реализация по неразумно установленным тарифам — затрудненной. Положение усугубляется недостаточной надежностью теплосетей и значительными потерями тепла при передаче по ним. Многие потребители предпочитают строить собственные котельные и покупать электроэнергию других поставщиков. Причины такого положения носят двоякий технологический и институциональный (ценообразование, тарифы, налоги и т. д.) характер». К сожалению, за прошедшие почти пятнадцать лет со времени публикации работы [21] мало что изменилось, однако и на сегодняшний день, несмотря на рост теплоснабжения с использованием ТЭЦ малой мощности и отопительных котельных, централизованное теплоснабжение с производством тепла на крупных ТЭЦ в относительном измерении в России остается достаточно весомым. Как уже отмечалось, эта доля составляет около 46 %. Подчеркнем, что по этому показателю Россия

заметно уступает таким странам как Финляндия, Швеция, Дания, где его значение составляет 70 %, Польша и Германия (около 60 %).

### **Мультигенерация как способ выравнивания графиков нагрузки**

Одной из серьезных проблем как, в основном, «большой», так и малой энергетики, является необходимость работы в резкопеременных режимах, которые определяются сезонной и суточной неравномерностями потребления энергии. Особенно остро эти проблемы присущи энергетике России из-за климатических особенностей страны. Так, говоря об электрической энергии, следует отметить снижение ее потребления, а, следовательно, и генерации, в летние месяцы года по сравнению с зимними месяцами, примерно в полтора раза, а также ночные, практически такие же «провалы» нагрузки. Потребление тепла летом уменьшается еще более значительно, что вызвано большой разницей температур наружного воздуха в зимние и летние месяцы практически на всей территории России. Например, если разница среднемесячной максимальной и минимальной температур в Берлине составляет 19,5 °С (январь — минус 0,9 °С, июль — +18,6 °С), то в Иркутске она составляет 37,1 °С (январь — минус 19,3 °С, июль — +17,8 °С). ТЭЦ отпускают в неотапительный период тепло только на горячее водоснабжение, что составляет около 10–20 % от генерации тепла в отопительный сезон. Такие изменения режимов потребления электроэнергии и тепла приводят к необходимости работы основного оборудования электростанций с нагрузками, значительно отличающимися от оптимальных, что вызывает ухудшение как термодинамических, так и экономических показателей работы основного оборудования, и соответствующее увеличение удельных расходов топлива на выработку электроэнергии. Так, по данным ПАО «Мосэнерго» удельные расходы топлива на выработку электроэнергии при работе теплофикационных агрегатов в неотапительный период больше, чем в отопительный, на 40–50 %.





В сложившихся условиях одним из наиболее эффективных способов повышения термодинамических и экономических показателей работы объектов «большой» и малой энергетики, может быть выравнивание годового и суточного графиков электрической, а на ТЭЦ — и тепловой, нагрузки. Этого можно добиться за счет генерации на них в периоды провалов нагрузки помимо электроэнергии, либо электроэнергии и тепла, различных произведенных энергоносителей, используемых либо сразу, либо позже в зависимости от потребности в этих энергоносителях. Таким образом электростанция может быть переведена в мультигенерационный режим работы. Таким энергоносителем может быть, например, холод, централизованно поставляемый потребителю в жаркие месяцы года, либо иной произведенный энергоноситель, например, водород, с его аккумулярованием и с организацией централизованной поставки этого энергоносителя потребителю по мере его востребованности. Выбор энергоносителя, который будет производиться для повышения технико-экономических показателей основного оборудования электростанции, зависит от возможности и целесообразности организации централизованного снабжения этим энергоносителем потребителей.

Необходимо отметить, что технология мультигенерации, при которой помимо электроэнергии и тепла на объекте генерации производится ещё и какой-либо другой энергоноситель, в «большой» энергетике России на сегодняшний день практического применения не нашла. Однако результаты уже проведенных исследований показывают, что преимущества, которые дает организация работы объектов «большой» энергетики в режиме мультигенерации, могут быть достаточно весомы.

За последние 10–15 лет в российской научно-технической периодической литературе вопросы, связанные с повышением энергетической эффективности различных типов тепловых электростанций, включая атомные,

за счет использования на них технологии мультигенерации, получили определенное развитие. Среди появившихся публикаций следует отметить серии статей, в которых приводятся результаты исследований, направленных на использование технологии мультигенерации для повышения эффективности работы электростанций в периоды провалов нагрузки, проведенных научными коллективами под руководством профессора Б.Г. Тувальбаева [22–29] и профессора Р.З. Аминова [30–39]. К такому же направлению может быть отнесена серия работ и других авторов [40–60], появившихся в это же время.

Сводка основных произведенных энергоносителей, рассмотренных в работах отечественных авторов по мультигенерации, представлена в табл. 2.

Так, в цикле работ [22–29], выполненных под руководством профессора Б.Г. Тувальбаева, обосновывается целесообразность комбинирования процесса выработки тепла и электрической энергии на ТЭС, постоянно работающей на номинальном режиме, с производством дополнительного энергоносителя либо технологического продукта на невостребованной диспетчерским графиком электроэнергии и тепле. Для этого предлагается создавать по сути мультигенерационные комплексы, в которых наряду с электроэнергией и теплом генерируются различные произведенные энергоносители, такие как водород [22, 23, 25, 26, 29], кислород [28], вторичное технологическое сырье [26], а также использовать городские ТЭЦ для сжигания городского мусора [24–27] и утилизации снеговых осадков с использованием низкопотенциальной сбросной тепловой энергии Городских ТЭЦ [25]. При этом основное оборудование ТЭС работает с номинальными электрической либо электрической и тепловой нагрузками, а невостребованные потребителями электрическая и тепловая мощности используются для генерации на установленном на ТЭС оборудовании для производства различных энергоносителей.

Таблица 2

## Сводка основных произведенных энергоносителей в отечественных работах по мультигенерации

## Summary of the main energy sources produced in domestic multi-generation works

Вид произведенного энергоносителя	Источники	Комментарий
1. Водород	[22, 23, 25, 26, 29, 37] [30, 31, 33, 34–36]	Дополнительное в периоды провала электрической нагрузки производство на ТЭС водорода, получаемого путем электролиза. Исследованы особенности получения водорода на АЭС в периоды снижения нагрузки.
2. Кислород	[28]	Кислород получают как побочный продукт при электролизе воды для получения водорода. Его можно использовать в качестве добавки к дутьевому воздуху.
3. Холод	[39, 41–49]	Производство холода для систем централизованного хладоснабжения.
4. Метанол	[32]	Производство жидкого синтетического топлива.
5. Сжатый воздух	[38]	Аккумулирование дополнительно произведенного сжатого воздуха.
6. Дополнительные продукты, не являющиеся энергоносителями.	[24–27]	Расширение функциональных задач ТЭС

В работе [26] проведен подробный сравнительный анализ различных способов генерации водорода и показано, что для реализации предлагаемых решений в условиях мегаполисов электролизный способ производства водорода является более перспективным, чем с применением паровой конверсии.

В статье [26] приводятся также полученные авторами по результатам анализа годовых отчетов за 2009 год ОАО «Мосэнерго», ОАО «ОГК-3» и ОАО «ОГК-5» сведения о положительных эффектах, возникающих при реализации такого решения, которые приводят к существенной технической и экономической выгоде эксплуатации паротурбинного оборудования ТЭС, основными из которых являются:

1. Минимизация перерасхода топлива, обусловленного пусками и остановами энергоблоков ТЭС, работающих в режиме глубокого регулирования нагрузки энергосистемы. Согласно проведенной оценке в годовом исчислении топливные потери достигают значений 3,86 г/(кВт·ч) для ТЭЦ и 7,09 г/(кВт·ч) для КЭС.

2. Минимизация перерасхода топлива, обусловленного работой энергоблоков в режиме «горячего вращающегося резерва». При выделении отдельных ТЭС для глубокого регулирования нагрузки энергосистемы указанные потери достигают внушительных значений — 70,6 г/(кВт·ч) и более.

3. Уменьшение перерасхода топлива, обусловленное снижением экономичности ТЭС из-за работы на нерасчетном КПД при пониженной нагрузке или при перегрузке. При снижении нагрузки на 50 % потери могут достигать величины 39 г/(кВт·ч), эту величину в большинстве случаев удается снизить до 4–5 г/(кВт·ч) за счет работы энергоблока на режиме скользящего давления, однако последний вариант ведет к существенным дополнительным трудностям.

4. Снижение перерасхода топлива за счет ликвидации уменьшения экономичности оборудования вследствие накопления повреждений деталей и узлов энергетического оборудования, работающего в регулировочном режиме. Эти потери достигают величины 5,82 г/(кВт·ч) в годовом исчислении.



5. Системный эффект заметно увеличивает вследствие использования кислорода, полученного как побочного продукта, при производстве водорода, полученного из  $H_2O$ , с применением электролиза.

И хотя приведенные результаты расчетов повышения эффективности справедливо рассматриваются авторами как оценочные, они достаточно убедительно показывают хорошую перспективу практического развития данного направления в теплоэнергетике.

Приведенные в работе [28] расчеты для теплофикационного энергоблока Т-100 (с применением энергетических показателей ТЭЦ-20 «ТГК-3») при номинальном режиме работы (с выработкой водорода на неэксплуатируемой диспетчером электроэнергии при характерной диспетчерской нагрузке) показали, что общее среднегодовое снижение расхода условного топлива на выработку электроэнергии при осуществлении добавки произведенного на ТЭС спутного кислорода к дутьевому воздуху будет находиться на уровне 3,21 г/(кВт·ч) или 1,27 % и может увеличиться на 34–37 % при работе энергоблока по конденсационному циклу. В [28] были проведены также расчеты, которые показали, что при этом прямое снижение расхода электроэнергии и условного топлива на собственные нужды энергоблока Т-100-130 с пылеугольным котлоагрегатом Е-420-140Ж, реконструированным под сжигание природного газа, составит 705,8 тыс. кВт·ч/год и 178,2 т у.т./год соответственно.

В завершающей статье этого двенадцатилетнего (с 2006 по 2018 годы) цикла [29] авторами сделаны следующие выводы.

Во-первых, предлагаемые технологии совмещенного производства энергоносителей найдут в народном хозяйстве широкое применение (водородная энергетика, содовое производство); во-вторых — предлагаемые технологии позволят в связи со снижением удельных затрат топлива на генерацию энергоносителей

заметно и малозатратно улучшить экологию атмосферы и территорий.

В работе [29] высказана интересная мысль о принципиально ином подходе к определению мощности при проектировании ТЭС, если использовать на ней систему мультигенерации. Оптимальная величина установленной мощности основного энергогенерирующего оборудования ТЭС в этих условиях будет определяться возможностями поставки топлива, а при их достаточности — рациональным уровнем присоединенных энергоемких производств дополнительных произведенных энергоносителей. В концепции эксплуатации ТЭС с постоянной работой на номинальной нагрузке суммарный график нагрузок потребителей уже не будет являться определяющим обстоятельством для выбора мощности станции и её агрегатов. Заявляемое им энергопотребление априори будет обеспечено и по величине, и по длительности требуемых нагрузок. Мощность электростанции будет определяться также и требуемым энергопотреблением дополнительных энергоносителей, и необходимой производительностью присоединённых энергоемких производств, использующих количество энергии, соответствующее разности суммарной номинальной мощности ТЭС и величины текущего, «по графику» её потребления. Очевидно, что это потребует нового подхода при выборе требуемого оборудования: его перечень и основные характеристики должны будут определяться на основе более широкого, чем чисто энергетический анализ.

Как одно из возможных направлений использования технологии мультигенерации можно рассматривать цикл работ, выполненных научной группой под руководством Р.З. Аминова в период с 2006 по 2018 г. [30–39]. Основными вопросами проведенных исследований являются различные аспекты использования произведенного на АЭС водорода для повышения эффективности работы электростанции.

Так, в работах [30, 31, 33, 39] рассмотрены различные вопросы использования на АЭС для повышения эффективности, надежности и безопасности ее работы установленного на электростанции водородно–энергетического комплекса, водород в котором генерируется методом электролиза за счет неэксплуатируемой в периоды «провалов» электрической нагрузки.

В то же время, имеются работы, в которых рассмотрены также и вопросы повышения эффективности ТЭС в основном за счет уменьшения удельных расходов топлива на выработку электроэнергии за счет перевода основного оборудования в близкие к номинальным режимам с использованием неэксплуатируемой потребителями электроэнергии и тепла для генерации произведенных энергоносителей, в том числе и водорода [34, 37]. В работах [30, 35, 37, 38] основное внимание уделено вопросам экономии топлива при использовании технологии совместного производства на электростанциях.

Следует также обратить внимание на патент на изобретение [32], в котором рассмотрено получение в качестве дополнительного произведенного энергоносителя на ТЭС метанола с последующим использованием его в качестве топлива для газовой турбины. Это техническое решение также реализует технологию мультигенерации.

Подчеркнем особую важность работ, выполненных для АЭС. Дело в том, что АЭС в России поставлены в тепличные условия. Они работают в базовой части нагрузки и практически никак не принимают участия в регулировании мощности. Значительную роль в преодолении сложностей, связанных с изменением нагрузки, играют тепловые станции, при этом разгружаются даже самые современные мощные блоки ПГУ. Использование водородного комплекса на АЭС дает возможность, не нарушая номинальный по нагрузке режим работы основного оборудования, привлечь АЭС к регулированию отпускаемой мощности в сеть.

Статья [40] носит теоретический характер и посвящена концептуальным вопросам исполь-

зования совместного производства различных энергоносителей на объектах генерации. Вывод, сделанный автором, практически однозначен – технические решения с совместным производством различных энергоносителей термодинамически технические решения, основанные на раздельной генерации тех же произведенных энергоносителей, и технологии мультигенерации имеют большое будущее.

### Тригенерация

В работах [41–49] впервые предложены схемы тригенерации на базе парогазовых установок (ПГУ) теплофикационного (ПГУ-ТЭЦ) и конденсационного (ПГУ-КЭС) типов. В частности, в работе [49] проведено их сравнение с системами раздельной генерации и между собой. Для оценки эффективности были приняты эксергетический КПД и общепринятые экономические критерии. Анализ выполнялся с учетом повышения эффективности работы основного оборудования объектов генерации, определяемых обеспечением работы паротурбинных установок в оптимальных режимах. Результаты показывают, что использование технологии тригенерации в определенных режимах работы объектов «большой» энергетики является термодинамически более эффективной по сравнению с раздельной генерацией электроэнергии, тепла и холода.

На одну из разработанных схем установок авторами был получен патент на изобретение [46].

Необходимо подчеркнуть одно принципиальное отличие примененных в работах [41–49] методических подходов при определении эффективности использования систем совместной генерации произведенных энергоносителей на крупных ТЭЦ – это использование системного подхода. Эффективность совместной генерации в этом случае определяется не только с учетом преимуществ по сравнению с раздельной генерацией, но и с учетом повышения эффективности работы основного обо-



рудования объектов генерации, определяемых обеспечением работы паротурбинных установок в оптимальных режимах.

Результаты исследований различных вариантов установок тригенерации (совместное производство электроэнергии, тепла и холода) на объектах малой энергетики (ГТУ, ГПА) наиболее полно отражены в работах [51–57]. В них предлагается для генерации холода использовать термотрансформаторы, работающие либо в режиме холодильной машины, либо в совмещенном режиме, генерируя одновременно тепло и холод. Возможно применение различных типов термотрансформаторов, потребляющих либо электроэнергию (парокомпрессионные, воздушные), либо тепло (абсорбционные). Источники энергии для производства тепла и холода для различных типов энергоустановок представлены в табл. 3 [58].

Отличительной особенностью совместной генерации на объектах малой энергетики, изначально предназначенных для генерации электроэнергии, является применение в качестве первичного энергоносителя тепла выхлопных газов, обычно выбрасываемого в атмосферу. При генерации электроэнергии с применением ГТУ — это тепло уходящих газов, с применением ГПА — тепло уходящих газов и системы охлаждения установки. Утилизация этого высокотемпературного тепла дает до-

полнительную возможность для организации работы объекта малой энергетики в мультигенерационном режиме.

Другой пример перевода объектов малой энергетики в режим мультигенерации — надстройка паровых и отопительных котельных электрогенерирующим установками.

Оба варианта стали предметом исследований, результаты которых приведены в российской научно-технической литературе. Так работы [50–51] посвящены надстройке котельных электрогенерирующими установками, в статье [52], так же, как и в отчете о НИР [53], рассматриваются возможности совместной генерации электроэнергии, тепла и холода на объектах малой энергетики, разработаны новые, более совершенные схемы, а также методические материалы, позволяющие научно обоснованно определять эффективность работы установок, одновременно производящих либо два (технология когенерации), либо три (технология тригенерации) вида энергии.

Как подтверждение актуальности рассматриваемого в работе направления, в последние годы появились защищенные патентами разработки [54–56], в которых предложены новые технические решения, направленные на повышение эффективности и надежности объектов малой энергетики при их работе в режимах когенерации и тригенерации.

Таблица 3

**Источники энергии для производства тепла и холода для различных типов энергоустановок**

**Energy sources for heat and cold production for various types of power plants**

Тип генерирующей установки	Источник энергии, используемой для производства	
	тепла	холода
ПТУ	Отбор теплофикационной турбины	Отбор теплофикационной турбины Электроэнергия
ГТУ, ГПА	Тепло уходящих газов	Тепло уходящих газов Электроэнергия
ПГУ	Отбор теплофикационной турбины Тепло уходящих газов	Отбор пара в ПТУ части Тепло газа на выхлопе ГТУ части Электроэнергия



Появились первые сообщения об опыте эксплуатации тригенерационных установок малой энергетики. Например, в [57] приводятся сведения об энергоцентре, служащем для снабжения торгового комплекса общей площадью около 100 тыс. м<sup>2</sup>. В энергоцентре установлены когерентные модули, представляющие собой автономно действующую блочную теплоэлектростанцию (БТЭС). Производство электроэнергии осуществляется генераторами с приводом от газопоршневых агрегатов, использующих в качестве топлива природный газ. Тепло в БТЭС вырабатывается в результате утилизации отводимого от ГПА тепла (из системы охлаждения) и тепла уходящих газов. В энергоцентре установлены четыре модуля, максимальная мощность каждого из которых составляет: по электрической энергии – 1,5 МВт, по тепловой – 1,03 МВт. Суммарный коэффициент полезного действия (или коэффициент использования тепла топлива – КИТТ) этих энергоустановок достигает 82 %. Для обеспечения пиковых тепловых нагрузок в холодное время года дополнительно используются два водогрейных котла мощностью 3,85 МВт каждый. В летний период вырабатываемое тепло используется для работы двух холодильных машин абсорбционного типа (производительность по холоду 1,6 МВт), обеспечивающих функционирование систем кондиционирования торгового комплекса. При эксплуатации установки принципиально возможны как раздельная, так и одновременная генерация тепла и холода.

Анализ публикаций российских исследователей, посвященных вопросам эксплуатации когенерационных и тригенерационных установок малой энергетики, показывает высокую термодинамическую и технико-экономическую эффективность этих устройств. Отличительной чертой российских публикаций является применение в качестве критерия оценки эффективности эксергетического КПД. Активно используемый западными учеными критерий, оценивающий снижение выбросов CO<sub>2</sub> в

окружающую среду, в российских исследованиях практически не применяется.

Интересным представляется направление, использующее для генерации ряда произведенных энергоносителей т.н. бестопливные установки на базе детандер-генераторного агрегата (ДГА) и термотрансформаторов парокompрессионного либо абсорбционного типов [58–76]. В его основе лежит использование избыточного для технологического применения на энергоустановке давления газа, поступающего по магистральному трубопроводу. Чаще всего это давление бесполезно теряется при дросселировании, установка ДГА позволяет получить бесплатный для потребителя газа дополнительный источник энергии. Результатом исследований стало как развитие общетеоретических вопросов использования ДГА в системе газоснабжения [58, 60, 66–71], так и разработанные схемы различных по своей сути мультигенерирующих установок для совместной генерации как электроэнергии и холода (например, [59, 62–64, 72–76]), так и электроэнергии, холода и тепла (например, [58]).

## Заключение

1. Термодинамическая и экономическая эффективности систем, реализующих технологию мультигенерации при правильных схемных решениях и выполнении необходимых условий в большинстве случаев оказываются выше, чем при раздельной их генерации. В то же время, исследования в области повышения эффективности энергоснабжения за счет использования систем мультигенерации нельзя полагать завершенными, и они должны быть продолжены как в области развития научно-методической базы, так и при натурных экспериментах на действующих установках.

2. Научно-методическая база систем мультигенерации требует развития в следующих направлениях:

2.1. Необходим дальнейший анализ предлагаемых в различных публикациях критериев и методик оценки эффективности систем мульт-



тигенерации с разработкой рекомендаций по их применению. Это, в частности, предполагает:

проведение исследований с целью обоснования методики определения эффективности организации централизованного снабжения произведенными энергоносителями, рассматривая объект генерации отдельно, потребителей — отдельно, либо как образующих единый комплекс;

рассмотрение ситуаций, когда производятся такие энергоносители, как один из продуктов разделения воздуха азот, углекислота в различных формах и т. п., которые не предполагаются к применению в дальнейшем как источник энергии. Необходимо определить, насколько оправдано в этих случаях использование термодинамических критериев, какие экономические показатели должны применяться;

определение эффективности мультигенерирующих систем при использовании в них в качестве первичных энергоносителей возобновляемых источников энергии как самостоятельно, так и сочетаниях с различными традиционными видами топлива.

2.2. Использование технологии мультигенерации предполагает коррекцию постановки типичной задачи о достижении наибольшей эффективности при обеспечении потребителя необходимыми ему энергоносителями.

Исходными данными являются:

заданные количественно и качественно необходимые объемы произведенных энергоносителей всех видов для потребителей какого-либо района;

состав основного оборудования объектов генерации, которые могут использоваться для снабжения потребителей электроэнергией и теплом.

Должны быть получены ответы на два вопроса:

1) Какие объемы электроэнергии и тепла могут быть в периоды «провалов» электрической и тепловой нагрузки использованы для производства различного рода произведенных энергоносителей (сжатый воздух, водород,

продукты разделения воздуха, сжиженный газ, углекислота в различных агрегатных состояниях и т. п.), либо аккумулированы для последующего применения?

2) Как с наибольшей эффективностью использовать имеющиеся в периоды «провалов» нагрузки резервы электроэнергии и тепла, тем самым обеспечивая работу основного оборудования в оптимальных либо близких к ним режимах?

При такой постановке задачи:

определяются возможные объемы и параметры произведенных основным оборудованием электроэнергии и тепла, которые в периоды снижения потребности в них могут быть произведены и использованы в качестве первичной энергии для генерации (с применением необходимых для этого дополнительно установленных на объекте генерации агрегатов) каждого из возможного спектра произведенных энергоносителей;

определяется возможный состав произведенных энергоносителей, соответствующий требованиям промышленности и социальных структур;

определяются возможные повышения термодинамической эффективности работы основного оборудования объекта генерации, обусловленные генерацией электроэнергии и тепла при работе основного оборудования в оптимальных режимах;

определяются термодинамические и экономические показатели генерации различных произведенных энергоносителей с использованием дополнительно произведенных электроэнергии и тепла, проводится сравнительный анализ этих показателей, а также их сравнение с такими же показателями при аккумулировании дополнительно выработанных объемов электроэнергии и тепла.

При такой постановке задачи получаемый эффект в явном виде определяется двумя факторами — с одной стороны, более высокой эффективностью совместной генерации произведен-

ных энергоносителей по сравнению с раздельной, с другой, повышением термодинамических и экономических показателей работы основного оборудования объекта генерации. Такая, основанная на системном подходе методика, позволяет более глубоко и разносторонне анализировать мультигенерирующие системы, качественно повысить результаты исследований.

3. Одним из перспективных направлений повышения как минимум термодинамической эффективности систем мультигенерации в России может стать использование для получения первичной энергии для этих систем технологических перепадов давления транспортируемого природного газа в системах газоснабжения, особенно при применении для этих целей установок бесплощивной генерации энергии различных видов.

4. Результаты проведенных исследований позволяют надеяться на дальнейшее развитие мультигенерирующих систем, внедрение которых позволит добиться повышения эффективности энергоснабжения и связанных с ним сокращения расходов невозобновляемых энергоресурсов страны и снижения вредных выбросов в окружающую среду.

Государственное задание в рамках конкурсного отбора научных проектов, выполняемых научными коллективами исследовательских центров и научных лабораторий организаций высшего образования (№ 13.3233.2017/ПЧ). Совет по грантам Президента РФ в рамках получения стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам по научному проекту № СП-1141.2018.1.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети. 7-е изд., стереот. М.: Изд. дом МЭИ, 2001.
- [2] **Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. [и др.]**. Тепловые электрические станции / под ред. М.В. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. дом МЭИ, 2007.
- [3] **Киселев Г.П.** Варианты расчета удельных показателей эффективности работы ТЭЦ: метод. пособие. М.: Изд. дом МЭИ, 2003. 32 с.
- [4] **Кокорин О.Я.** Преимущества автономных станций для совместной выработки электроэнергии, тепла и холода // Холодильная техника. 2003. № 12.
- [5] **Chicco G., Mancarella P.** Distributed multi-generation: A comprehensive view // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2009. No. 13. P. 535–551.
- [6] **Mancarella P.** MES (multi-energy systems): An overview of concepts and evaluation models // Energy. 2014. No. 65. P. 1–17.
- [7] **Jana K., Ray A., Majoumerd M.M., Assadi M., De S.** Polygeneration as a future sustainable energy solution – A comprehensive review // Applied Energy. 2017. No. 202. P. 88–111.
- [8] **Nesheim S.J., Ertesvag I.S.** Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power // Energy Conversion and Management. 2007. No. 48. P. 1004–1015.
- [9] **Miller J.** Kälte aus Fernwärme im Aufwind. Blickpunkt // AGFW aktuell. 2005. No. 09.
- [10] **Göppert S., Urbaneck T.** Machbarkeitsuntersuchung zur Stärkung der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung durch den Einsatz von Kältespeichern in großen Versorgungssystemen, Stadtwerke Chemnitz AG, Bereich Netze, Abteilung Fernwärme/Fernkälte. 2006.
- [11] **Соколов Е.Я.** О способах распределения расходов топлива на ТЭЦ // Теплоэнергетика. 1992. № 9. С. 55–59.
- [12] **Пустовалов Ю.В.** К дискуссии о методах распределения затрат на ТЭЦ // Теплоэнергетика. 1992. № 9. С. 48–55.
- [13] Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования. РД 34.08.552-95. СПО ОРГРЭС. М., 1995.
- [14] **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции. 2-е изд. М.: Энергия, 1976.
- [15] **Андрющенко А.И., Аминов Р.З., Хлебалин Ю.М.** Теплофикационные установки и их использование. М.: Высш. шк. 1989.
- [16] **Дьяков А.Ф., Савин В.И., Киселев Г.П.** О необходимости перехода на эксергетический метод распределения расхода топлива и затрат на ТЭЦ // Известия академии наук. Энергетика. 1994. № 3. С. 3–8.
- [17] **Бродянский В.М.** Обобщенные показатели в энергетике // Теплоэнергетика. 1989. № 2. С. 63–66.





- [18] **Калафати Д.Д.** Отопительный коэффициент как показатель эффективности различных способов теплоснабжения // Известия вузов. Энергетика. 1984. № 2. С. 72–77.
- [19] **Охотин В.С.** Сравнительный термодинамический анализ различных схем теплоснабжения по удельному расходу топлива // Вестник МЭИ. 2011. № 1. С. 14–20.
- [20] **Охотин В.С., Архипова И.М.** Оценка распределения затрат топлива между электроэнергией и теплотой на паротурбинных ТЭЦ // Новое в российской электроэнергетике. 2013. № 3. С. 5–14.
- [21] **Ольховский Г.Г.** Совершенствование технологий комбинированной выработки электроэнергии и тепла на ТЭЦ России // Новости теплоснабжения. 2003. № 10.
- [22] **Тувальбаев Б.Г.** Перспективные схемно-конструкторские системы традиционных ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2008. № 6. С. 2–4.
- [23] **Тувальбаев Б.Г.** Отдаленные перспективы использования ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2010. № 4 (66). С. 2–5.
- [24] **Тувальбаев Б.Г., Верес А.А., Моисеев В.И., Скопцов Ю.В.** Расширение функциональных задач оборудования городских ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. № 2 (70). С. 37–38.
- [25] **Тувальбаев Б.Г., Моисеев В.И., Куличихин В.В.** Городская ТЭЦ – новая структурная производственно-генерирующая составляющая городского энергетического хозяйства // Энергосбережение и водоподготовка. 2012. № 2 (76). С. 2–7.
- [26] **Тувальбаев Б.Г., Моисеев В.И.** Работа ТЭС в постоянном режиме с выработкой дополнительной продукции на невостребованной энергии // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 4 (84). С. 24–27.
- [27] **Тувальбаев Б.Г., Моисеев В.И.** Утилизация снего-ледовой массы – одна из перспективных муниципальных задач, решаемых городской ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 1 (87). С. 8–13.
- [28] **Тувальбаев Б.Г., Моисеев В.И.** Использование кислорода спутной выработки дополнительного производства в технологическом процессе ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 4 (90). С. 40–43.
- [29] **Тувальбаев Б.Г., Марченко М.Е., Марченко Е.М., Валитов Д.Ш.** Концептуальные направления развития теплоэнергетики // Энергосбережение и водоподготовка. 2017. № 3 (107). С. 3–9.
- [30] **Аминов Р.З., Крылов М.К., Байрамов А.Н.** Пути экономии органического топлива при использовании водородных технологий на АЭС // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса. 2006. № 4. С. 56.
- [31] **Аминов Р.З., Байрамов А.Н.** Эффективность производства водорода на основе современных технологий // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2009. № 1. С. 128–137.
- [32] **Батенин В.М., Аминов Р.З., Масленников В.М., Шкрет А.Ф., Гариевский М.В., Никулин А.Н.** Комбинированный способ производства электроэнергии и жидко-синтетического топлива в составе парогазовой установки. Пат. 2356877 Российская Федерация, МПК: С 07 С 27 12, С 07 С 31 04, F 02 С 1 00. № 2007123840/15. Дата регистрации: 25.06.2007.
- [33] **Аминов Р.З., Байрамов А.Н.** Системная эффективность водородных циклов на основе внепиковой электроэнергии АЭС // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2011. № 4. С. 51–52.
- [34] **Аминов Р.З., Пронь Д.М.** Обеспечение прохождения периода ночного минимума электропотребления ОЭС Центра с учетом ввода мощностей АЭС // Электрические станции. 2013. № 6 (983). С. 36–39.
- [35] **Аминов Р.З., Байрамов А.Н.** Оценка конкурентной эффективности получения водорода методом электролиза воды на основе внепиковой электроэнергии // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2016. № 4. С. 84–90.
- [36] **Аминов Р.З., Байрамов А.Н.** Оценка эффективности получения водорода на базе внепиковой электроэнергии АЭС // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология». 2015. № 5–6 (193–194). С. 59–70.
- [37] **Аминов Р.З., Шкрет А.Ф., Гариевский М.В.** Оценка ресурсных и экономических показателей работы паротурбинных блоков ТЭС при переменных режимах // Теплоэнергетика. 2016. № 8. С. 25–31.
- [38] **Аминов Р.З., Новичков С.В.** Модификация схем ГТУ в установках воздушного аккумулирования // Труды Академэнерго. 2017. № 2. С. 84–92.
- [39] **Аминов Р.З., Новичков С.В.** Использование абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины для повышения эффективности работы воздушно-аккумулирующей газотурбинной электро-

станции // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. Т. 19, № 11–12. С. 62–72.

[40] **Очков В.Ф.** Сохранение и развитие тепловых электростанций, или n-генерация // Энергосбережение и водоподготовка. 2017. № 1 (105). С. 50–61.

[41] **Агабабов В.С., Смирнова У.И., Тидеман П.А.** Разработка схем высокоэффективных парогазовых ТЭС с системой одновременного производства тепла и холода // Новое в российской электроэнергетике. Ежемесячный электронный журнал. 2013. № 8. С. 16–25.

[42] **Агабабов В.С., Тидеман П.А.** Исследование эффективности ПГУ теплофикационного типа с системой одновременного производства тепла и холода // Повышение эффективности энергетического оборудования – 2013: сб. докл. VIII ежегодной Междунар. науч.-практ. конф. ФБГОУ ВПО «НИУ МЭИ». М., 2013. С. 305–312.

[43] Разработка и исследование схем высокоэффективных парогазовых ТЭС с системой одновременного производства тепла и холода с использованием низкопотенциальной теплоты: отчет о НИР / А.В. Клименко. М.: ВТИ, 2013. 273 с.

[44] **Клименко А.В., Агабабов В.С., Рогова А.А., Тидеман П.А.** Схемы ПГУ-КЭС и ПГУ-ТЭЦ с системами одновременного совмещенного производства тепла и холода // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 1 (87). С. 20–23.

[45] **Клименко А.В., Агабабов В.С., Рожнатовский В.Д., Байдакова Ю.О., Рогова А.А., Тидеман П.А.** Оценка технико-экономической эффективности тригенерации в парогазовой установке с парокompрессионным тепловым насосом // Новое в российской электроэнергетике: [электрон. журнал]. 2013. № 12. С. 5–14.

[46] **Клименко А.В., Агабабов В.С., Байдакова Ю.О., Рогова А.А., Смирнова У.И., Тидеман П.А.** Тригенерационная установка с использованием парогазового цикла для производства электроэнергии и парокompрессионного теплонасосного цикла для производства тепла и холода. Пат. 2530971 Российская Федерация, МПК F01K23/06; заявитель и патентообладатель ОАО «ВТИ». № 2013137038/06; заявл. 08.08.2013; опубл. 20.10.2014, Бюл. № 29. 7 с.

[47] **Агабабов В.С., Сухих А.А., Кузнецов К.И., Рогова А.А., Коршикова А.А.** Экспериментальные исследования режимов работы теплонасосной установки при совместной выработке теплоты и холода

// Новое в российской электроэнергетике: [электрон. журнал]. 2012. № 9. С. 26–38.

[48] **Клименко А.В., Агабабов В.С., Байдакова Н.О., Байдакова Ю.О., Олейникова Е.Н., Тидеман П.А.** Влияние температуры наружного воздуха на термодинамическую эффективность ПГУ с установкой для одновременной генерации тепла и холода // Новое в российской электроэнергетике: [электрон. журнал]. 2013. № 10. С. 5–19.

[49] **Клименко А.В., Агабабов В.С., Рогова А.А., Тидеман П.А.** Особенности комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода на базе парогазовой установки // Теплоэнергетика. 2015. № 3. С. 11–15.

[50] **Лапир М.А., Батенин В.М., Масленников В.М., Цой А.Д.** Экологически чистые энергогенерирующие комплексы на базе газотурбинных надстроек водогрейных котлов // Новости теплоснабжения. 2002. № 1 (17). С. 41–46.

[51] **Кузнецов С.В.** Надстройка котельных газотурбинными установками // Новости теплоснабжения. 2001. № 10 (14). С. 36–37.

[52] **Карасевич А.М., Сеннова Е.В., Федяев А.В., Федяева О.Н.** Эффективность развития малых ТЭС на базе газотурбинных и дизельных энергоустановок при газификации регионов // Теплоэнергетика. 2000. № 12.

[53] Определение перспективных направлений и разработка технических решений, направленных на повышение термодинамических и технико-экономических эффективностей объектов распределенной и малой энергетики за счет использования технологии тригенерации: отчет о НИР / А.В. Клименко. М.: НИУ «МЭИ». 2014. 273 с.

[54] **Агабабов В.С., Архарова А.Ю., Малафеева Н.В.** Установка для получения электроэнергии, теплоты и холода. Пат. 46565 Российская Федерация, МПК F 01 K F 25 B 11/02, F 01 K 27/00; заявитель и патентообладатель ГОУВПО «МЭИ (ТУ)». № 46565/2005; заявл. 24.03.2004; опубл. 10.07.2005, Бюл. № 16.

[55] **Гайсин Ф.А., Манташов А.Т.** Тригенерационная газотурбинная установка. Пат. 2369808 Российская Федерация, F 25 B 11/00; заявитель и патентообладатель ООО «Авиадвигатель». № 2369808/2009; заявл. 26.11.2007; опубл. 10.10.2009, Бюл. № 28. 5 с.

[56] **Баженов А.И., Михеева Е.В., Хлебалин Ю.М.** Способ комбинированного производства



электроэнергии, тепла и холода. Пат. 2457352 Российская Федерация, F 02 G 5/00/ заявитель и патентообладатель Саратов. ГБОУВПО СГТУ. № 2399781/2010; заявл. 21.12.2010; опубл. 27.07.2012, Бюл. № 24. 3 с.

[57] Кузнецов С.В. Опыт применения поршневых двигателей для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии редакция «НТ». URL: <http://www.combienergy.ru/stat/83-Opyt-primeneniya-porshnevyyh-dvigatelye-dlya-kombinirovannoy>

[58] Клименко А.В., Агабабов В.С., Ильина И.П., Рожнатовский В.Д., Бурмакина А.В. Схемы тригенерационных установок для централизованного энергоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 6. С. 36–43.

[59] Агабабов В.С., Корягин А.В., Джураева Е.В. Производство электроэнергии в детандер-генераторных агрегатах с одновременным отпуском теплоты различных температурных уровней (теплоты и холода) // Рациональное использование природного газа в металлургии: сб. тез. Междунар. науч.-практич. конф. (Москва, 13–14 ноября 2003 г.). М.: МИСИС. 2003.

[60] Выбор методов определения энергетической и технико-экономической эффективности, термодинамический анализ процессов в установках для производства электроэнергии, теплоты и холода на базе детандер-генераторных агрегатов и возобновляемых источников энергии: отчет о НИР / В.С. Агабабов. М.: ООО «Интехэнерго-инжиниринг», 2007. 235 с.

[61] Агабабов В.С. Способ работы детандерной установки и устройство для его осуществления: пат. 2150641 Российская Федерация 7 F 25 B 11/02, F 01 K 27/00/; заявитель и патентообладатель Московский энергетический институт (ТУ). №2150641; заявл. 15.06.1999; опубл. 10.06.2000, Бюл. № 16.

[62] Агабабов В.С., Джураева Е.В., Архарова А.Ю. Установка для производства электроэнергии на базе ДГА, воздушных турбины и компрессора // Вестник МЭИ. 2007. № 2. С. 48–53.

[63] Мишнер Й., Агабабов В.С., Джураева Е.В., Соловьева Е.С., Каменский С.В. Бестопливная энергетическая установка, включающая в себя детандер-генераторный агрегат, воздушный компрессор и воздушную турбину // Энергосбережение и водоподготовка. 2007. № 6. С. 61–63.

[64] Агабабов В.С., Уклучев О.Ю. Бестопливная установка для производства электроэнергии и теп-

лоты // Энергосбережение и водоподготовка. 2008. № 6. С. 36–39.

[65] Агабабов В.С., Смирнова У.И., Колосов А.М. Оценка эффективности работы бестопливных энергогенерирующих установок для производства электроэнергии в системе газоснабжения // Вестник МЭИ. 2010. № 2. С. 15–20.

[66] Агабабов В.С., Корягин А.В. Бестопливные детандер-генераторные установки. М.: Изд. дом МЭИ, 2011. 63 с.

[67] Агабабов В.С., Байдакова Ю.О., Костюченко П.А. Анализ влияния параметров работы бестопливной энергогенерирующей установки на ее эффективность // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. № 1. С. 71–73.

[68] Агабабов В.С., Байдакова Ю.О. Математическое описание схем бестопливных установок генерации электроэнергии на базе одно- и двухступенчатых детандер-генераторных агрегатов и теплонасосных установок парокомпрессионного и воздушного типов // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 1 (81). С. 39–42.

[69] Агабабов В.С., Байдакова Ю.О., Тимошенко Н.И. Оценка показателей эффективности инвестиций в строительство бестопливных установок генерации электроэнергии на базе детандер-генераторных агрегатов и теплонасосных установок парокомпрессионного и воздушного типов // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 3 (83). С. 63–65.

[70] Рогова А.А. Перспективы развития бестопливных тригенерационных технологий // Энергия. 2013: матер. VIII Междунар. науч.-технич. конф. Иваново. 2013. С. 186–187.

[71] Агабабов В.С., Байдакова Ю.О. Оценка термодинамической и экономической эффективности установок бестопливной генерации электроэнергии на основе одно- и двухступенчатых детандер-генераторных агрегатов и парокомпрессионных тепловых насосов // Известия академии наук. Энергетика. 2014. № 4. С. 50–54.

[72] Клименко А.В., Агабабов В.С., Корягин А.В., Байдакова Ю.О. Генерация холода с применением детандер-генераторных агрегатов // Теплоэнергетика. 2016. № 5. С. 37–44.

[73] Агабабов В.С., Петин С.Н., Борисова П.Н. Термодинамический анализ схемы бестопливной установки для одновременной генерации электро-

энергии и холода // Энергосбережение и водоподготовка. 2016. № 4 (102). С. 39–45.

[74] **Агабабов В.С., Борисова П.Н.** Схема установки для бестопливной генерации электроэнергии и холода // Новое в российской электроэнергетике. Ежемесячный электронный журнал. 2016. № 8. С. 29–37.

[75] **Агабабов В.С., Борисова П.Н., Петин С.Н.** Термодинамический анализ установки для одно-

временной генерации электроэнергии и холода двух температурных потенциалов // Новое в российской электроэнергетике: [электрон. журнал]. 2017. № 4. С. 37–47.

[76] **Клименко А.В., Агабабов В.С., Борисова П.Н.** Возможность производства холода и дополнительной электроэнергии на тепловой электростанции // Теплоэнергетика. 2017. № 6. С. 30–37.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КЛИМЕНКО Александр Викторович** — доктор технических наук главный научный сотрудник Национального исследовательского университета «МЭИ»

E-mail: klimenkoav@bk.ru

**АГАБАБОВ Владимир Сергеевич** — доктор технических наук профессор Национального исследовательского университета «МЭИ»

E-mail: agababovvs@yandex.ru

**БОРИСОВА Полина Николаевна** — инженер Национального исследовательского университета «МЭИ».

E-mail: borisovapn@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 13.05.2019

## REFERENCES

[1] **Ye.Ya. Sokolov**, Teplofikatsiya i teplovyye seti [District heating and heating networks]. 7-ye izd., stereot. M.: Izdatelstvo MEI, 2001.

[2] **V.D. Burov, Ye.V. Dorokhov, D.P. Yelizarov [i dr.]**, Teplovyye elektricheskiye stantsii [Thermal power plants]. Pod red. M.V. Lavygina, A.S. Sedlova, S.V. Tsaneva. 2-ye izd., pererab. i dop. M.: Izdatelskiy dom MEI, 2007.

[3] **G.P. Kiselev**, Varianty rascheta udelnykh pokazateley effektivnosti raboty TETs: Metodicheskoye posobiye [Variants of calculation of specific indicators of efficiency of the CHP: a Methodological guide]. M.: Izdatelstvo MEI, 2003.

[4] **O.Ya. Kokorin**, Preimushchestva avtonomnykh stantsiy dlya sovmestnoy vyrabotki elektroenergii, tepla i kholoda [Advantages of stand-alone plants for combined generation of electricity, heat and cold], Kholodilnaya tekhnika, 12 (2003).

[5] **G. Chicco, P. Mancarella**, Distributed multi-generation: A comprehensive view, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 13 (2009) 535–551.

[6] **P. Mancarella**, MES (multi-energy systems): An overview of concepts and evaluation models, Energy. 65 (2014) 1–17.

[7] **K. Jana, A. Ray, M.M. Majoumerd, M. Assadi, S. De**, Polygeneration as a future sustainable energy solution – A comprehensive review, Applied Energy, 202 (2017). 88–111.

[8] **S.J. Nesheim, I. S. Ertesvag**, Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power, Energy Conversion and Management, 48 (2007) 1004–1015.

[9] **J. Miller**, Kälte aus Fernwärme im Aufwind. Blickpunkt, AGFW aktuell. 09 (2005).

[10] **S. Göppert, T. Urbaneck**, Machbarkeitsuntersuchung zur Stärkung der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung durch den Einsatz von Kältespeichern in großen Versorgungssystemen, Stadtwerke Chemnitz AG, Bereich Netze, Abteilung Fernwärme/Fernkälte. 2006.

[11] **Ye.Ya. Sokolov**, O sposobakh raspredeleniya raskhodov topliva na TETs [On the methods of allocation of costs of fuels for power plants], Teploenergetika, 9 (1992) 55–59

[12] **Pustovalov Yu.V.** K diskussii o metodakh raspredeleniya zatrat na TETs [To the discussion on the methods of cost allocation for CHPP], Teploenergetika, 9 (1992) 48–55



- [13] Metodicheskiye ukazaniya po sostavleniyu otcheta elektrostantsii i aktsionernogo obshchestva energetiki i elektrifikatsii o teplovey ekonomichnosti oborudovaniya. RD 34.08.552-95.SPO ORGRES. Moskva, 1995.
- [14] **V.Ya. Ryzhkin**, Teplovyye elektricheskiye stantsii [Thermal power plants]. 2-ye izd. M.: Energiya, 1976.
- [15] **A.I. Andryushchenko, R.Z. Aminov, Yu.M. Khlebalin**, Teplofikatsionnyye ustanovki i ikh ispolzovaniye . [Cogeneration plants and their use]. M.: Vyssh. shk. 1989
- [16] **A.F. Dyakov, V.I. Savin, G.P. Kiselev**, O neobkhodimosti perekhoda na eksergeticheskiy metod raspredeleniya raskhoda topliva i zatrat na TETs [About need of transition to the exergy method of distribution of fuel consumption and expenses on CHPP], Izvestiya akademii nauk. Energetika, 3 (1994) 3–8.
- [17] **V.M. Brodyanskiy**, Obobshchennyye pokazateli v energetike [Generalized indicators in the energy sector], Teploenergetika, 2 (1989) 63–66
- [18] **D.D. Kalafati**, Otopitelnyy koeffitsiyent kak pokazatel effektivnosti razlichnykh sposobov teplosnabzheniya [Heating coefficient as an indicator of the efficiency of different methods of heat supply], Izvestiya vuzov. Energetika, 2 (1984) 72–77
- [19] **V.S. Okhotin**, Sravnitelnyy termodinamicheskiy analiz razlichnykh skhem teplosnabzheniya po udelnomu raskhodu topliva [Comparative thermodynamic analysis of different heat supply schemes by specific fuel consumption], Vestnik MEI, 1 (2011) 14–20
- [20] **V.S. Okhotin, I.M. Arkhipova**, Otsenka raspredeleniya zatrat topliva mezhdru elektroenergiyey i teploy na paroturbinnnykh TETs [Evaluation of fuel cost distribution between electricity and heat at steam turbine CHPP], Novoye v rossiyskoy elektroenergetike, 3 (2013) 5–14.
- [21] **G.G. Olkhovskiy**, Sovershenstvovaniye tekhnologiy kombinirovannoy vyrabotki elektroenergii i tepla na TETs Rossii [Improvement of combined heat and power generation technologies at the Russian thermal power plant], Novosti teplosnabzheniya, 10 (2003).
- [22] **B.G. Tuvalbayev**, Perspektivnyye skhemno-konstruktorskiye sistemy traditsionnykh TES [Prospective circuit-design system traditional thermal power plants], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 6 (2008) 2–4.
- [23] **B.G. Tuvalbayev**, Otdalennyye perspektivy ispolzovaniya TES [Long-term prospects for the use of thermal power plants], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 4 (66) (2010) 2–5.
- [24] **B.G. Tuvalbayev, A.A. Veres, V.I. Moiseyev, Yu.V. Skoptsov**, Rasshireniye funktsionalnykh zadach oborudovaniya gorodskikh TES [Expansion of functional tasks of urban CHP equipment], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 2 (70) (2011) 37–38.
- [25] **B.G. Tuvalbayev, V.I. Moiseyev, V.V. Kulichikhin**, Gorodskaya TETs – novaya strukturnaya proizvodstvenno-generiruyushchaya sostavlyayushchaya gorodskogo energeticheskogo khozyaystva [Urban CHP – a new structural production and generation component of the urban energy sector], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 2 (76) (2012) 2–7.
- [26] **B.G. Tuvalbayev, V.I. Moiseyev**, Rabota TES v postoyannom rezhime s vyrabotkoy dopolnitelnoy produktsii na nevostrebovannoy energii [Operation of TPP in a constant mode with the production of additional products on unclaimed energy], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 4 (84) (2013) 24–27.
- [27] **B.G. Tuvalbayev, V.I. Moiseyev**, Utilizatsiya snego-ledovoy massy – odna iz perspektivnykh munitsipalnykh zadach, reshayemykh gorodskoy TETs [Utilization of snow-ice mass is one of the promising municipal tasks solved by the city CHPP], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 1 (87) (2014) 8–13.
- [28] **B.G. Tuvalbayev, V.I. Moiseyev**, Ispolzovaniye kisloroda sputnoy vyrabotki dopolnitelnogo proizvodstva v tekhnologicheskoy protsesse TES [The use of oxygen satellite production of additional production in the process of thermal power plants], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 4 (90) (2014) 40–43.
- [29] **B.G. Tuvalbayev, M.Ye. Marchenko, Ye.M. Marchenko, D.Sh. Valitov**, Kontseptualnyye napravleniya razvitiya teploenergetiki [Conceptual directions of development of thermal energy], Energoberezheniye i vodopodgotovka, 3 (107) (2017) 3–9.
- [30] **R.Z. Aminov, M.K. Krylov, A.N. Bayramov**, Puti ekonomii organicheskogo topliva pri ispolzovanii vodorodnykh tekhnologiy na AES [Ways of saving organic fuel when using hydrogen technologies at nuclear power plants], Problemy sovershenstvovaniya toplivno-energeticheskogo kompleksa, 4 (2006) 56.
- [31] **R.Z. Aminov, A.N. Bayramov**, Effektivnost proizvodstva vodoroda na osnove sovremennykh tekhnologiy [Production efficiency of hydrogen on the basis of modern technologies], Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Energetika, 1 (2009) 128–137.
- [32] **V.M. Batenin, R.Z. Aminov, V.M. Maslennikov, A.F. Shkret, M.V. Gariyevskiy, A.N. Nikulin**,



Kombinirovannyi sposob proizvodstva elektroenergii i zhidko-sinteticheskogo topliva v sostave parogazovoy ustanovki. Pat. 2356877 Rossiyskaya Federatsiya, MPK: C 07 C 27 12, C 07 C 31 04, F 02 C 1 00. № 2007123840/15. Data registratsii 25.06.2007. [The combined method of production of electric power and liquid-synthetic fuel as a part of steam-gas installation.]

[33] **R.Z. Aminov, A.N. Bayramov**, Sistemnaya effektivnost vodorodnykh tsiklov na osnove vnepikovoy elektroenergii AES [System efficiency of hydrogen cycles on the basis of the off-peak electric power of atomic power station], Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Energetika, 1 (2011) 51–52.

[34] **R.Z. Aminov, D.M. Pron**, Obespecheniye prokhozheniya perioda nochnogo minimuma elektropotrebleniya OES Tsentra s uchetom vvida moshchnostey AES [Ensuring the passage of the period of the night minimum power consumption of the UES Center, taking into account the commissioning of nuclear power plants], Elektricheskiye stantsii, 6 (983) (2013) 36–39

[35] **R.Z. Aminov, A.N. Bayramov**, Otsenka konkurentnoy effektivnosti polucheniya vodoroda metodom elektroliza vody na osnove vnepikovoy elektroenergii [Estimate of competitive efficiency of hydrogen production by electrolysis of water on basis of the off-peak electricity], Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Energetika, 4 (2016) 84–90.

[36] **R.Z. Aminov, A.N. Bayramov**, Otsenka effektivnosti polucheniya vodoroda na baze vnepikovoy elektroenergii AES [Performance evaluation of hydrogen production on base of the off-peak electricity of atomic power station], Alternativnaya energetika i ekologiya, 5–6 (193–194) (2015) 59–70.

[37] **R.Z. Aminov, A.F. Shkret, M.V. Gariyevskiy**, Otsenka resursnykh i ekonomicheskikh pokazateley raboty paroturbinnnykh blokov TES pri peremennykh rezhimakh [Estimation of lifespan and economy parameters of steam-turbine power units in thermal power plants using varying regimes], Teploenergetika, 8 (2016) 25–31.

[38] **R.Z. Aminov, S.V. Novichkov**, Modifikatsiya skhem GTU v ustanovkakh vozdušnogo akkumulirovaniya [The modification of gas turbine installation at the air-storage gas turbine plant], Trudy Akademenergo, 2 (2017) 84–92.

[39] **Aminov R.Z., Novichkov S.V.** Ispolzovaniye absorbtionnoy bromisto-litiyevoy kholodilnoy mashiny

dlya povysheniya effektivnosti raboty vozdušno-akkumuliruyushchey gazoturbinnoy elektrostantsii [Use of the absorption lithium bromide refrigerating machine for increase in overall performance of compressed-air power station], Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki, 19 (11–12) (2017) 62–72.

[40] **V.F. Ochkov**, Sokhraneniye i razvitiye teplovykh elektrostantsiy, ili n-generatsiya // Energoberezeniye i vodoropodgotovka [Preservation and development of thermal power plants, or n-generation], 1 (105) (2017) 50–61

[41] **V.S. Agababov, U.I. Smirnova, P.A. Tideman**, Razrabotka skhem vysokoeffektivnykh parogazovykh TES s sistemoy odnovremennogo proizvodstva tepla i kholoda [Development of schemes of highly efficient steam and gas thermal power plants with a system of simultaneous heat and cold production], Novoye v rossiyskoy elektroenergetike. Yezhemesyachnyy elektronnyy zhurnal, 8 (2013) 16–25.

[42] **V.S. Agababov, P.A. Tideman**, Issledovaniye effektivnosti PGU teplofikatsionnogo tipa s sistemoy odnovremennogo proizvodstva tepla i kholoda [Study of the efficiency of the heating type CCGT with the system of simultaneous production of heat and cold], Sbornik dokladov VIII yezhegodnoy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy Konferentsii «Povysheniye effektivnosti energeticheskogo oborudovaniya – 2013». FBGOU VPO «NIU MEI». M., (2013) 305–312.

[43] Razrabotka i issledovaniye skhem vysokoeffektivnykh parogazovykh TES s sistemoy odnovremennogo proizvodstva tepla i kholoda s ispolzovaniyem nizkopotentsialnoy teploty: otchet o NIR [Development and research of schemes of high-efficiency steam and gas thermal power plants with a system of simultaneous production of heat and cold using low-grade heat: research report] / A.V. Klimenko. M.: OAO «VTI», 2013.

[44] **A.V. Klimenko, V.S. Agababov, A.A. Rogova, P.A. Tideman**, Skhemy PGU-KES i PGU-TETs s sistemami odnovremennogo sovmeshchennogo proizvodstva tepla i kholoda [Diagram of CCP-CPP and CCP-CHPP systems for simultaneous combined production of heat and cold], Energoberezeniye i vodoropodgotovka, 1 (87) (2014) 20–23.

[45] **A.V. Klimenko, V.S. Agababov, V.D. Rozhnatovskiy, Yu.O. Baydakova, A.A. Rogova, P.A. Tideman**, Otsenka tekhniko-ekonomicheskoy effektivnosti trigeneratsii v parogazovoy ustanovke s parokompressionnym teplovym



nasosom [Evaluation of technical and economic efficiency of regeneration in a steam-gas installation with a steam-compression heat pump], *Novoye v rossiyskoy elektroenergetike. Yezhemesyachnyy elektronnyy zhurnal*, 12 (2013) 5–14

[46] **A.V. Klimenko, V.S. Agababov, Yu.O. Baydakova, A.A. Rogova, U.I. Smirnova, P.A. Tideman**, Trigeneratsionnaya ustanovka s ispolzovaniyem parogazovogo tsikla dlya proizvodstva elektroenergii i parokompressionnogo teplonasosnogo tsikla dlya proizvodstva tepla i kholoda [Trigeneration plant with use of combined cycle for electricity production and heat pump vapor compression cycle to produce heat and cold]. Pat. 2530971 Rossiyskaya Federatsiya, MPK F01K23/06; zayavitel i patentoobladatel OAO «VTI». № 2013137038/06; zayavl. 08.08.2013; opubl. 20.10.2014, Byul. № 29.

[47] **V.S. Agababov, A.A. Sukhikh, K.I. Kuznetsov, A.A. Rogova, A.A. Korshikova**, Eksperimentalnyye issledovaniya rezhimov raboty teplonasosnoy ustanovki pri sovместной vyrabotke teploty i kholoda [Experimental studies of the modes of operation of the heat pump installation in the joint production of heat and cold], *Novoye v rossiyskoy elektroenergetike. Yezhemesyachnyy elektronnyy zhurnal*, 9 (2012) 26–38.

[48] **A.V. Klimenko, V.S. Agababov, N.O. Baydakova, Yu.O. Baydakova, Ye.N. Oleynikova, P.A. Tideman**, Vliyaniye temperatury naruzhnogo vozdukhа na termodinamicheskuyu effektivnost PGU s ustanovkoy dlya odnovremennoy generatsii tepla i kholoda [The influence of outdoor temperature on the thermodynamic efficiency of the combined cycle plant for simultaneous generation of heat and cold], *Novoye v rossiyskoy elektroenergetike. Yezhemesyachnyy elektronnyy zhurnal*, 10 (2013) 5–19.

[49] **A.V. Klimenko, V.S. Agababov, A.A. Rogova, P.A. Tideman**, Osobennosti kombinirovannogo proizvodstva elektroenergii, tepla i kholoda na baze parogazovoy ustanovki [Specific features of combined generation of electric power, heat, and cold by combined-cycle plants], *Teploenergetika*, 3 (2015) 11–15.

[50] **M.A. Lapid, V.M. Batenin, V.M. Maslennikov, A.D. Tsoy**, Ekologicheski chistyye energogeneriruyushchiye kompleksy na baze gazoturbinnyykh nadstroyek vodogreynykh kotlov [Environmentally friendly power generating complexes based on gas turbine superstructures of hot water boilers], *Novosti teplosnabzheniya*, 1 (17) (2002) 41–46.

[51] **S.V. Kuznetsov**, Nadstroyka kotelnykh gazoturbinnymi ustanovkami [Add-in boiler gas turbine], *Novosti teplosnabzheniya*, 10 (14) (2001) 36–37.

[52] **A.M. Karasevich, Ye.V. Sennova, A.V. Fedyayev, O.N. Fedyayeva**, Effektivnost razvitiya malyykh TETs na baze gazoturbinnyykh i dizelnykh energoustanovok pri gazifikatsii regionov [The efficiency of developing small-scale gas-turbine and diesel-based cogeneration power installations for providing gas to the regions of Russia], *Teploenergetika*, 47 (12) (2000) 1084–1089

[53] Opredeleniye perspektivnykh napravleniy i razrabotka tekhnicheskikh resheniy, napravlenyykh na povysheniye termodinamicheskikh i tekhniko-ekonomicheskikh effektivnostey ob'yektov raspredelennoy i maloy energetiki za schet ispolzovaniya tekhnologii trigeneratsii: Otchet o NIR [Identification of promising areas and development of technical solutions aimed at improving the thermodynamic and technical and economic efficiency of objects of distributed and small energy through the use of technology of trigeneration: Report on research] / **A.V. Klimenko**. M.: FGBOU VO «NIU «MEI». 2014.

[54] **V.S. Agababov, A.Yu. Arkharova, N.V. Malafeyeva**, Ustanovka dlya polucheniya elektroenergii, teploty i kholoda [Installation for electricity, heat and cold]. Pat. 46565 Rossiyskaya Federatsiya, MPK F 01 K F 25 B 11/02, F 01 K 27/00/; zayavitel i patentoobladatel GOUVPO «MEI (TU)». № 46565/2005; zayavl. 24.03.2004; opubl. 10.07.2005, Byul. № 16

[55] **F.A. Gaysin, A.T. Mantashov**, Trigeneratsionnaya gazoturbinnaya ustanovka [Trigeneration gas turbine installation.]. Pat. 2369808 Rossiyskaya Federatsiya, F 25 B 11/00; zayavitel i patentoobladatel OOO «Aviadvigatel». № 2369808/2009; zayavl. 26.11.2007; opubl. 10.10.2009, Byul. № 28.

[56] **A.I. Bazhenov, Ye.V. Mikhayeva, Yu.M. Khlebalin**, Sposob kombinirovannogo proizvodstva elektroenergii, tepla i kholoda [Method of combined production of electricity, heat and cold]. Pat. 2457352 Rossiyskaya Federatsiya, F 02 G 5/00/ zayavitel i patentoobladatel Saratov. GBOUVPO SGTU. № 2399781/2010; zayavl. 21.12.2010; opubl. 27.07.2012, Byul. № 24.

[57] **S.V. Kuznetsov**, Opyt primeneniya porshnevnykh dvigateley dlya kombinirovannoy vyrabotki elektricheskoy i teplovoy energii redaktsiya «NT» [Experience in the use of piston engines for the combined generation of electric and thermal energy]. URL: <http://www.combienergy.ru/stat/83-Opyt-primeneniya-porshnevnykh-dvigatelay-dlya-kombinirovannoy>

- [58] A.V. Klimenko, V.S. Agababov, I.P. Ilina, V.D. Rozhnatovskiy, A.V. Burmakina, Skhemy trigeneratsionnykh ustanovok dlya tsentralizovannogo energosnabzheniya [Layouts of trigeneration plants for centralized power supply], *Teplotenergetika*, 6 (2016) 36–43.
- [59] V.S. Agababov, A.V. Koryagin, Ye.V. Dzhurayeva, Proizvodstvo elektroenergii v detander-generatornykh agregatakh s odnovremennym otpuskom teploty razlichnykh temperaturnykh urovney (teploty i kholoda) [Power generation in expander-generator units with simultaneous release of heat of different temperature levels (heat and cold)], *Ratsionalnoye ispolzovaniye prirodnogo gaza v metallurgii: sb. tez. mezhd. nauch.-praktich. konf. (Moskva, 13–14 noyabrya 2003 g.)*. M.: MISIS, 2003.
- [60] Vybor metodov opredeleniya energeticheskoy i tekhniko-ekonomicheskoy effektivnosti, termodinamicheskii analiz protsessov v ustanovkakh dlya proizvodstva elektroenergii, teploty i kholoda na baze detander-generatornykh agregatov i vozobnovlyayemykh istochnikov energii: otchet o NIR [Selection of methods for determining energy and technical and economic efficiency, thermodynamic analysis of processes in plants for the production of electricity, heat and cold on the basis of expander-generator units and renewable energy sources: research report] / V.S. Agababov. M.: Intekhenego-inzhiniring, 2007.
- [61] V.S. Agababov, Sposob raboty detandernoy ustanovki i ustroystvo dlya yego osushchestvleniya [Method of operation of the expander unit and the device for its implementation]. Pat. 2150641 Rossiyskaya Federatsiya 7 F 25 B 11/02, F 01 K 27/00/; zayavitel i patentoobladatel Moskovskiy energeticheskii institut (TU). №2150641; zayavl. 15.06.1999; opubl. 10.06.2000, Byul. № 16.
- [62] V.S. Agababov, Ye.V. Dzhurayeva, A.Yu. Arkharova, Ustanovka dlya proizvodstva elektroenergii na baze DGA, vozdukhnykh turbiny i kompressora [Installation for the production of electricity on the basis of expander-generator unit, wind turbine unit and compressor], *Vestnik MEI*, 2 (2007) 48–53.
- [63] Y. Mishner, V.S. Agababov, Ye.V. Dzhurayeva, Ye.S. Solovyeva, S.V. Kamenskiy, Bestoplivnaya energeticheskaya ustanovka, vklyuchayushchaya v sebya detander-generatornyy agregat, vozdukhnyy kompressor i vozdushnuyu turbinu [Fuel-free power plant, which includes an expander generator set, an air compressor and an air turbine], *Energoberezeniye i vodopodgotovka*, 6 (2007) 61–63.
- [64] V.S. Agababov, O.Yu. Uklechev, Bestoplivnaya ustanovka dlya proizvodstva elektroenergii i teploty [Fuel-less installation for the production of electricity and heat], *Energoberezeniye i vodopodgotovka*, 6 (2008) 36–39.
- [65] V.S. Agababov, U.I. Smirnova, A.M. Kolosov, Otsenka effektivnosti raboty bestoplivnykh energogeneriruyushchikh ustanovok dlya proizvodstva elektroenergii v sisteme gazosnabzheniya [Evaluation of the efficiency of fuel-free power generation plants for power generation in the gas supply system], *Vestnik MEI*, 2 (2010) 15–20.
- [66] V.S. Agababov, A.V. Koryagin, Bestoplivnyye detander-generatornyye ustanovki [Fuel-free expander-generator sets]. M.: Izdatelskiy dom MEI, 2011.
- [67] V.S. Agababov, Yu.O. Baydakova, P.A. Kostyuchenko, Analiz vliyaniya parametrov raboty bestoplivnoy energogeneriruyushchey ustanovki na yeye effektivnost [Analysis of the influence of the parameters of the fuel-free power generating plant on its efficiency], *Energoberezeniye i vodopodgotovka*, 1 (2011) 71–73.
- [68] V.S. Agababov, Yu.O. Baydakova, Matematicheskoye opisaniye skhem bestoplivnykh ustanovok generatsii elektroenergii na baze odno- i dvukhstupenchatnykh detander-generatornykh agregatov i teplonasosnykh ustanovok parokompressionnogo i vozduhnogo tipov [Mathematical description of schemes of fuel-free power generation units based on one- and two-stage expander-generator units and heat pump units of vapor compression and air types], *Energoberezeniye i vodopodgotovka*, 1 (81) (2013) 39–42.
- [69] V.S. Agababov, Yu.O. Baydakova, N.I. Timoshenko, Otsenka pokazateley effektivnosti investitsiy v stroitelstvo bestoplivnykh ustanovok generatsii elektroenergii na baze detander-generatornykh agregatov i teplonasosnykh ustanovok parokompressionnogo i vozduhnogo tipov [Evaluation of efficiency indicators of investments in the construction of fuel-free power generation plants on the basis of expander-generator units and heat pump units of vapor compression and air types], *Energoberezeniye i vodopodgotovka*, 3 (83) (2013) 63–65.
- [70] A.A. Rogova, Perspektivy razvitiya bestoplivnykh trigeneratsionnykh tekhnologiy [Prospects of development of fuel-free trigeneration technologies], *Energiya*. 2013: materialy VIII Mezhdunar. nauch.-tekhnich. konf. Ivanovo, (2013) 186–187.
- [71] V.S. Agababov, Yu.O. Baydakova, Otsenka termodinamicheskoy i ekonomicheskoy effektivnostey ustanovok bestoplivnoy generatsii elektroenergii na osnove





одно- и двухступенчатых детандер-генераторных агрегатов и парокompressionных тепловых насосов [Assessment of thermodynamic and economic efficiency plants fuelless electricity generation based on single and two-stage expansion generating units and vapor compression heat pumps], *Izvestiya akademii nauk. Energetika*, 4 (2014) 50–54.

[72] **A.V. Klimenko, V.S. Agababov, A.V. Koryagin, Yu.O. Baydakova**, Generatsiya kholoda s primeneniym detander-generatornykh agregatov [Refrigeration generation using expander-generator units], *Teploenergetika*, 5 (2016) 37–44.

[73] **V.S. Agababov, S.N. Petin, P.N. Borisova**, Termodinamicheskiy analiz skhemy bestoplivnoy ustanovki dlya odnovenmennoy generatsii elektroenergii i kholoda [Thermodynamic analysis of the fuel-free plant scheme for simultaneous generation of electricity and cold], *Energoberezheniye i vodopodgotovka*, 4 (102) (2016) 39–45.

[74] **V.S. Agababov, P.N. Borisova**, Skhema ustanovki dlya bestoplivnoy generatsii elektroenergii i kholoda [Scheme of installation for fuel-free power generation and cold], *Novoye v rossiyskoy elektroenergetike. Yezhemesyachnyy elektronnyy zhurnal*, 8 (2016) 29–37.

[75] **V.S. Agababov, P.N. Borisova, S.N. Petin**, Termodinamicheskiy analiz ustanovki dlya odnovenmennoy generatsii elektroenergii i kholoda dvukh temperaturnykh potentsialov [Thermodynamic analysis of the plant for simultaneous generation of electricity and cold of two temperature potentials], *Novoye v rossiyskoy elektroenergetike. Yezhemesyachnyy elektronnyy zhurnal*, 4 (2017) 37–47.

[76] **A.V. Klimenko, V.S. Agababov, P.N. Borisova**, Vozmozhnost proizvodstva kholoda i dopolnitelnoy elektroenergii na teplovooy elektrostantsii [On the possibility of generation of cold and additional electric energy at thermal power stations], *Teploenergetika*, 6 (2017) 30–37.

#### THE AUTHORS

**KLIMENKO Aleksandr V.** — *National Research University «Moscow Power Engineering Institute»*

E-mail: klimenkoav@bk.ru

**AGABABOV Vladimir S.** — *National Research University «Moscow Power Engineering Institute»*

E-mail: agababovvs@yandex.ru

**BORISOVA Polina N.** — *National Research University «Moscow Power Engineering Institute»*

E-mail: borisovapn@gmail.com

Received: 13.05.2019

DOI: 10.18721/JEST.25202  
УДК 621.316.99

*С.Л. Шишигин, А.В. Черепанов, Д.С. Шишигин*

Вологодский государственный университет, г. Вологда, Россия

## **ИМПУЛЬСНЫЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗАЗЕМЛИТЕЛЕЙ**

Импульсный метод предназначен для измерения сопротивлений заземлителей опор воздушных линий (ВЛ) с тросом при воздействии импульсов тока, близких по форме к току молнии. Измерительные электроды располагаются по ортогональной схеме, что исключает индуктивные помехи, но приводит к погрешности, достигающей десятки процентов в грунте с высокоомным основанием. Электропроводность высокоомного грунта существенно зависит от частоты или времени при импульсных воздействиях. Удельная проводимость максимальна в начале переходного процесса, затем монотонно убывает в течение десятков микросекунд, что существенно превышает длительность эксперимента. По этой причине прямое измерение стационарного сопротивления заземлителя опоры ВЛ с тросом импульсным методом невозможно. Переходное сопротивление (реакция цепи на единичную ступеньку тока) рассматривается как основная характеристика заземлителя при импульсных воздействиях, определяющая его стационарное, импульсное и мгновенное сопротивление. Получено простое аналитическое выражение переходного сопротивления сосредоточенного заземлителя в высокоомном грунте, пригодное для инженерных расчетов. Предложен способ определения диэлектрической проницаемости грунта по данным импульсного эксперимента. Выполнено тестирование разработанной методики при обработке экспериментальных данных и численном моделировании измерений сопротивления заземлителя опоры ВЛ.

*Ключевые слова:* заземлитель, сопротивление, импульсный метод, удельная проводимость грунта, частотная зависимость, численное моделирование.

*Ссылка при цитировании:*

С.Л. Шишигин, А.В. Черепанов, Д.С. Шишигин. Импульсный метод измерения сопротивления заземлителей // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 30–41. DOI: 10.18721/JEST.25202.

*S.L. Shishigin, A.V. Cherepanov, D.S. Shishigin*

Vologda state university, Vologda, Russia

## **IMPULSE METHOD OF MEASURING IMPEDANCE IN GROUNDING SYSTEMS**

The impulse method is designed for measuring impedances of grounding systems of transmission line towers (TL) with overhead grounding wires exposed to current impulses that are similar in form to the lightning current. Measuring electrodes are arranged in the orthogonal pattern that eliminates inductive noise, but leads to an error of up to tens of percent in soil with high-resistance base. Electrical conductivity of high-resistance soil significantly depends on the frequency or time of impulse impacts. The specific conductivity is maximal at the beginning of the transient process, then decreases monotonically for tens of microseconds, which significantly exceeds the experiment duration. For this reason, direct measurement of steady-state impedance of the grounding system of the TL tower with the overhead grounding wire using the impulse method is impossible. The transient impedance (circuit reaction on the unit step current) is regarded as the grounding system's main characteristic that defines its stationary, impulse and instantaneous impedance



upon exposure to impulse impacts. A simple analytical expression of the transient impedance of a concentrated grounding conductor in high-resistance soil suitable for engineering calculations is obtained. A method for determining the dielectric permeability of soil according to the impulse experiment data is proposed. The developed method has been tested for processing experimental data and for numerical modeling of the TL tower grounding system measurements.

**Keywords:** grounding system, impedance, impulse method, soil specific conductivity, frequency dependence, numerical modeling.

**Citation:**

S.L. Shishigin, A.V. Cherepanov, D.S. Shishigin, Impulse method of measuring impedance in grounding systems, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 30–41, DOI: 10.18721/JEST.25202.

**Введение.** Заземлители опор воздушных линий (ВЛ) с грозозащитным тросом обеспечивают растекание токов молнии и части токов короткого замыкания электрических подстанций. Наибольшие трудности вызывает проектирование заземлителей в высокоомном грунте (скальном, песчаном, мерзлом), характерном для многих регионов России, включая перспективные районы Арктики с вечномёрзлыми грунтами.

В настоящее время нормируется стационарное (низкочастотное) сопротивление заземлителей опор ВЛ, которое подлежит определению расчетным путем на этапе проектирования и контролируется измерениями [1,2]. Импульсное сопротивление (условный импеданс по терминологии ГОСТ Р МЭК 62305-1-2010) – отношение максимума напряжения импульса к максимуму тока  $R_i = \max u(t) / \max i(t)$ . Мгновенное сопротивление – отношение мгновенного напряжения и тока  $r(t) = u(t) / i(t)$ . Оба этих параметра широко используются в инженерной практике, несмотря на отсутствие строгого теоретического обоснования.

Переходное сопротивление заземлителя, численно равное входному напряжению при воздействии единичного тока,

$$z(t) = L^{-1} [Z(s) / s], \quad Z(s) = U(s) / I(s), \quad (1)$$

где  $U(s)$ ,  $I(s)$  – операторные изображения напряжения и тока, используется в теоретической электротехнике (совместно с переходной проводимостью) для расчета импульсных про-

цессов. Реализация переходного сопротивления стандартными методами синтеза электрических цепей приводит к эквивалентным схемам замещения заземлителей [3]. Современные дискретные модели заземлителей, используемые в численных расчетах, базируются на переходном сопротивлении. И наконец, перечисленные ранее сопротивления являются производными от переходного сопротивления. Тем не менее, переходное сопротивление очень редко используется в научных исследованиях.

Измерения стационарного сопротивления заземлителей ВЛ без троса проводятся низкочастотными методами (на частотах в сотни Гц), которые характеризуются высокой точностью за счет теоретически обоснованной схемы расстановки измерительных электродов. Этот подход используется в США, Финляндии, Греции [2], а также рекомендуется современным стандартом ФСК ЕЭС (СТО 56947007-29.240.01.221-2016).

Измерения сопротивления опор ВЛ с тросом во многих европейских странах производятся высокочастотным методом (на частоте 150 кГц) [2]. Теоретическое исследование этого метода [3] показало, что на данной частоте индуктивность и емкость троса создают режим резонанса токов, что исключает влияние соседних опор. Результатом является сопротивление заземлителя на высокой частоте (аналог импульсного сопротивления), но в высокоомном грунте оно не совпадает со стационарным сопротивлением заземлителя, подлежащим нормировке.

Импульсный метод измерений на основе портативных устройств, использующих тестовые импульсы тока, близкие по форме к току молнии, получил широкое распространение в нашей стране [3–6] и за рубежом [7–12]. Он позволяет измерить переходное, мгновенное и импульсное сопротивление заземлителя опоры ВЛ с тросом, однако измерение стационарного сопротивления заземлителя в высокоомном грунте, где длительность переходного процесса превышает длительность эксперимента, вызывает трудности.

Для решения проблемы в работе [5] описано измерительное устройство, в котором по измеренному мгновенному сопротивлению заземлителя автоматически строится параллельная  $RC$  схема (далее  $R||C$  схема), где  $R$  – стационарное сопротивление. Эта и более сложные схемы, полученные по данным импульсного метода, все чаще используются в качестве модели заземлителя опоры ВЛ задачах грозозащиты. Проблема в том, что для достижения математической точности приходится «жертвовать» физическим содержанием. Оптимальной емкости  $R||C$  схемы соответствует диэлектрическая проницаемость грунта, в несколько раз превышающая типовые значения.

Развитие теории импульсного метода измерений (и теории заземлителей в целом) мы видим в переходе к новой модели грунта с частотно-зависимыми электрическими параметрами. По современным экспериментальным данным [13] удельная проводимость высокоомного грунта возрастает в несколько раз с увеличением частоты от 100 Гц до 1 МГц. Удельная проводимость максимальна в начале переходного процесса и далее уменьшается в течение десятков микросекунд [14], что объясняет длительное возрастание переходного сопротивления заземлителя иначе, чем процесс заряда большой емкости в  $R||C$  схемах.

**Целью настоящей работы** является определение погрешностей импульсного метода измерений сопротивлений заземлителей ВЛ в высокоомном грунте, вызванных влиянием измери-

тельных электродов и частотными свойствами грунта; исследование переходного сопротивления сосредоточенного заземлителя в грунте с частотно-зависимыми параметрами и его связей со стационарным, импульсным и мгновенным сопротивлением, включая разработку инженерных формул; анализ экспериментальных данных на основе переходного сопротивления; численное моделирование импульсного метода измерений сопротивления опоры ВЛ с тросом.

### Принцип измерений и погрешности, вызванные расстановкой измерительных электродов

Принципиальная схема измерений сопротивления заземлителей включает измерительное устройство со встроенным источником тока и два измерительных электрода (токовый и потенциальный) (рис. 1, *a*). Ток источника  $I$  вводится в заземлитель, растекается в земле, собирается токовым электродом и возвращается к источнику по токовому проводнику. Измеряется напряжение заземлителя  $U$  относительно потенциального электрода. Сопротивление заземлителя определяется как  $R = U / I$  с некоторой погрешностью  $\delta$ . Ставится задача расстановки измерительных электродов так, чтобы погрешность измерений  $\delta$  была минимальна.

Вначале рассмотрим измерения на низкой частоте.

Потенциал заземлителя (рис. 1) равен

$$\varphi = RI - R_I I,$$

где  $R$  – сопротивление заземлителя;  $R_I$  – взаимное сопротивление между заземлителем и токовым электродом.

Если расположить потенциальный электрод в точке с потенциалом

$$\varphi_u = -R_I I, \quad (2)$$

тогда

$$U = \varphi - \varphi_u = RI, \quad \delta = 0,$$

т. е. измерительные электроды не создают погрешности.

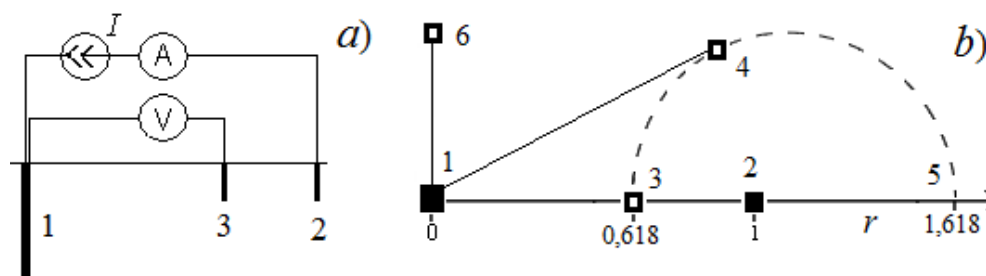


Рис. 1. Схема измерений сопротивления: 1 – заземлитель, 2 – токовый электрод; потенциальный электрод по: 3 – однолучевой схеме, 4 – двухлучевой классической схеме, 6 – ортогональной схеме; а) вид сбоку; б) вид сверху

Fig. 1. Impedance measurement scheme: 1 – grounding system, 2 – current electrode; potential electrode in: 3 – single-beam scheme, 4 – two-beam classical scheme, 6 – orthogonal scheme; a) side view; b) view from the top

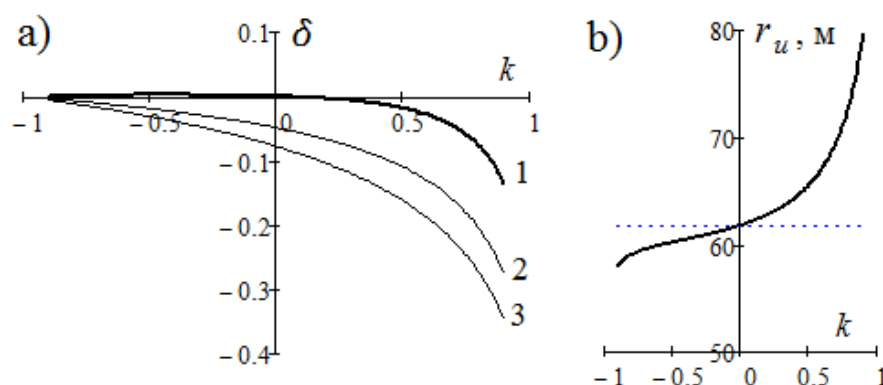


Рис. 2. Зависимости: а) относительной погрешности, вызванной измерительными электродами, для: 1 – однолучевой схемы ( $r_i = 100$  м,  $r_u = 61.8$  м), 2 – ортогональной схемы ( $r_i = 80$  м,  $r_u = 80$  м), 3 – ортогональной схемы ( $r_i = 50$  м,  $r_u = 50$  м); б) оптимального расстояния до потенциального электрода для однолучевой схемы ( $r_i = 100$  м)

Fig. 2. Dependencies of: a) the relative error caused by measurement electrodes for 1 – single-beam scheme ( $r_i = 100$  м,  $r_u = 61.8$  м), 2 – orthogonal scheme ( $r_i = 80$  м,  $r_u = 80$  м), 3 – orthogonal scheme ( $r_i = 50$  м,  $r_u = 50$  м); б) the optimal distance to potential electrode for single-beam scheme ( $r_i = 100$  м)

Условию (2) в однородном грунте соответствует кривая 3-4-5 (рис. 1, б), полученная в предположении малых размеров заземлителя и измерительных электродов (по сравнению с расстоянием между ними). Обычно потенциальный электрод располагают в точке 3 (однолучевая схема). Двухлучевая схема с потенциальным электродом в точке 4 используется значительно реже. Расположение потенциального электрода в точке 5 (и других точках кривой 3-4-5) рассматривается чисто теоретически.

При расположении потенциального электрода вне фигуры, ограниченной кривой 3-4-5,

измеренное сопротивление заземлителя будет заниженным, иначе завышенным.

Расчеты показывают [15], что измерения по однолучевой схеме с соотношением  $r_u = 0.618 r_i$  остаются достаточно точными и в двухслойном грунте (рис. 2, а), за исключением грунта с коэффициентом отражения

$$k = \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_2 + \rho_1} > 0.6, \text{ или } \rho_2 / \rho_1 > 4, ,$$

где  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  – удельные сопротивления верхнего и нижнего слоя грунта. В этом случае расстояние до потенциального электрода должно быть

увеличено (рис. 2, *b*), чтобы выполнялось условие (1).

Рассмотрим измерения на высокой частоте.

При однолучевой и двухлучевой схеме расположения измерительных электродов возникают индуктивные помехи в потенциальном проводе от токового провода, что в сочетании с достаточно большой емкостью провода, расположенного на поверхности земли, приводит к сильным помехам [3, 5]. По этой причине от классических схем отказались в пользу ортогональной схемы, где провода от измерительных электродов 1-2 и 1-6 расположены ортогонально (рис. 1, *b*). Однако, из-за нарушения условия (2) результаты измерений всегда занижены. Например, при  $k > 0.6$  ( $\rho_2 / \rho_1 > 4$ ) погрешность измерений превышает 20 %, а в пределе, при  $k = 1$  ( $\rho_2 \gg \rho_1$ ) достигает 40–50 % при равной суммарной длине проводников по сравнению с однолучевой схемой (рис. 2, *b*). Увеличение расстояния до измерительных электродов в ортогональной схеме позволяет уменьшить погрешность, но устранить ее можно только теоретически, при бесконечном удалении измерительных электродов, что следует из (2).

Таким образом, в классических схемах всегда существует положение измерительных электродов, исключающих погрешность измерений на низкой частоте. Вынужденный переход к ортогональной схеме расположения измерительных электродов, исключающий индуктивные помехи между измерительными проводами при высокочастотных и импульсных воздействиях, занижает измеряемое сопротивление.

#### Импульсный метод измерения сопротивления заземлителей опор ВЛ с тросом

Результатом измерений импульсным методом являются осциллограммы напряжения  $u(t)$  и тока  $i(t)$ , обработка которых дает сопротивление заземлителя.

Для ВЛ с тросом предельное время наблюдения за переходным процессом  $T$

ограничено моментом прихода отраженной волны ( $T = 2$  мкс при длине пролета 300 м). Основываясь на классической модели грунта, следует считать, что к моменту времени  $T$  переходной процесс в заземлителе опоры, расположенном в высокоомном грунте, завершен, тогда стационарное сопротивление  $R = r(T) = u(T) / i(T)$ .

В действительности длительность переходного процесса заземлителя в высокоомном грунте существенно превышает время прихода отраженных волн  $T$  [14], поэтому результаты измерений подлежат корректировке. Поиск аналитических соотношений, связывающих переходное и стационарное сопротивление заземлителя, — наиболее эффективный подход к решению задачи.

#### Переходное сопротивление сосредоточенного заземлителя в грунте с частотно-зависимой проводимостью

Пусть сосредоточенный (точечный) заземлитель расположен в грунте с частотно-зависимой удельной проводимостью, которую зададим по Мессире в операторной форме [14]

$$\sigma(s) = \sigma_0 + s\varepsilon + 2\sqrt{s\varepsilon\sigma_0} = \sigma_0 \left(1 + s\tau + 2\sqrt{s\tau}\right), \quad \tau = \varepsilon / \sigma_0, \quad (3)$$

где  $\sigma_0$  — удельная проводимость грунта на частоте 100 Гц,  $\varepsilon$  — абсолютная диэлектрическая проницаемость грунта,  $\tau$  — постоянная времени.

Последнее слагаемое (3) учитывает инерционность процесса диффузии ионов электролита в грунте, что проявляется в увеличении удельной проводимости с увеличением частоты (подробнее [14]).

Операторное сопротивление заземлителя в грунте с удельной проводимостью (3)

$$Z(s) = R / \left(1 + s\tau + 2\sqrt{s\tau}\right) = R / (1 + \sqrt{s\tau})^2,$$

где  $R$  — стационарное сопротивление.





Переходное сопротивление заземлителя (1)

$$z(t) = L^{-1} \left[ \frac{Z(s)}{s} \right] = L^{-1} \left[ \frac{R}{s(1 + \sqrt{s\tau})^2} \right] = k(t)R,$$

$$k(t) = \frac{z(t)}{R} = L^{-1} \left[ \frac{1}{s(1 + \sqrt{s\tau})^2} \right] \approx \frac{1}{1 + 2(\tau/t)^{0.61}}, \quad (4)$$

$$\tau = \varepsilon / \sigma_0, t > 0.$$

Приближенное выражение в (4), рекомендуемое для инженерных расчетов, найдено методом наименьших квадратов.

#### Определение стационарного, импульсного и мгновенного сопротивления заземлителя на основе его переходного сопротивления

Пусть переходное сопротивление измерено в момент времени  $T$ , тогда стационарное сопротивление равно

$$R = z(T) / k(T),$$

где  $k(t)$  определено в (4).

Напряжение заземлителя для произвольного импульса тока определяется интегралом Дюамеля (при нулевых начальных условиях)

$$u(t) = R \int_0^t k(x) \cdot i'(t-x) dx.$$

Мгновенное сопротивление заземлителя на фронте импульса косоугольной формы равно

$$r(t) = \frac{u(t)}{i(t)} = \frac{R}{t} \int_0^t k(x) dx = R \cdot k_1(t),$$

$$k_1(t) = \frac{r(t)}{R} = \frac{1}{t} \int_0^t k(x) dx \approx \frac{1}{1 + 3,2(\tau/t)^{0.56}}, \quad (5)$$

$$\tau = \varepsilon / \sigma_0, 0 < t \leq T_1,$$

где  $k(t)$  определено в (4);  $T_1$  — длительность фронта импульса тока. Приближенное выражение в (5), рекомендуемое для инженерных расчетов, получено методом наименьших квадратов.

Пусть задан ток заземлителя косоугольной формы (рис. 3)

$$i(t) = \frac{At}{T_1} - 1(x) \cdot \frac{Ax}{T_1} \left( 1 + \frac{0.5T_1}{T_2 - T_1} \right),$$

$$x = t - T_1, T_2 > T_1,$$

где  $A$  — амплитуда,  $T_1$  — длительность фронта,  $T_2$  — длительность до полуспада,  $1(x)$  — единичная функция. Тогда напряжение заземлителя, полученное вычислением интеграла Дюамеля, равно (рис. 3)

$$u(t) = \frac{At}{T_1} R k_1(t) - 1(x) \cdot \frac{Ax}{T_1} R k_1(x) \left( 1 + \frac{0.5T_1}{T_2 - T_1} \right), \quad (6)$$

$$x = t - T_1, T_2 > T_1.$$

Мгновенное сопротивление  $r(t) = u(t) / i(t)$  зависит от формы импульса тока (рис. 3), поэтому не является универсальной характеристикой заземлителя, в отличие от переходного сопротивления. На спаде тока мгновенное сопротивление достаточно сильно возрастает и в установившемся режиме превышает стационарное сопротивление (рис. 3), поэтому подбор эквивалентных схем на основе мгновенного сопротивления сопряжен с погрешностями.

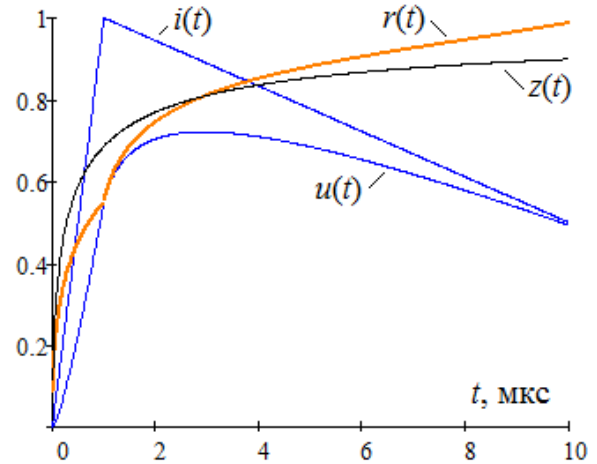


Рис. 3. Параметры заземлителя при воздействии импульса тока единичной амплитуды,  $T_1 = 1$  мкс,  $T_2 = 10$  мкс,  $R = 1$  Ом;  $\sigma_0 = 1$  мСм/м,  $\varepsilon = 10\varepsilon_0$

Fig.3. Grounding system parameters when exposed to a unit current impulse,  $T_1 = 1 \mu s$ ,  $T_2 = 10 \mu s$ ,  $R = 1 \text{ Ohm}$ ;  $\sigma_0 = 1 \text{ mS/m}$ ,  $\varepsilon = 10\varepsilon_0$

Импульсное сопротивление заземлителя равно  $R_i = \max u(t) / \max i(t)$ , где  $u(t)$  определено в (6). В высокоомном грунте  $R_i < R$ .

### Электрические параметры грунта по данным импульсного эксперимента

Использование формул (3)-(5) предполагает, что параметры грунта  $\sigma_0$  и  $\epsilon$  определены, например в ходе предпроектных испытаний по трассе ВЛ (согласно РД 153-34.3-35.125-99). Импульсный эксперимент дает такую возможность.

При измерениях импульсным методом серийно выпускаемыми приборами определяется сопротивление токовой петли [5], включая сопротивление токового электрода  $R_T$  (рис. 1, а), что при известной длине  $l$  и диаметре  $d$  токового электрода позволяет оценить удельную проводимость грунта [5]

$$R_T = \frac{\rho}{2\pi l} \ln \frac{4l}{d}, \sigma_0 = \frac{1}{\rho} = \frac{\ln 4l/d}{2\pi l \cdot R_T}. \quad (7)$$

Диэлектрическая проницаемость грунта может быть выбрана по справочным данным (например, РД 153-34.3-35.125-99, Таблица 15.2). На основе экспериментальных данных, в работах Мессира [16]  $\epsilon = 8\epsilon_0$ , в работе [13]  $\epsilon = 12\epsilon_0$ . Большинство исследователей в расчетах импульсных процессов принимают  $\epsilon = (10-20)\epsilon_0$ .

Приближенный характер задания  $\epsilon$  допустим для классической модели грунта (поскольку обычно  $\omega\epsilon < \sigma_0$ ). В грунте с частотно-зависимыми параметрами влияние  $\epsilon$  возрастает (из-за множителя  $\epsilon/\sigma_0$ ), поэтому точность определения  $\epsilon$  целесообразно повысить.

Предлагается следующая методика. Пусть величина  $\sigma_0$  задана, например из (7). Тогда определение  $\epsilon$  производится из условия минимизации среднеквадратичного отклонения переходного сопротивления  $z(t)$ , полученного экспериментально и расчетным путем (4). Аналогично, для заданного значения  $\epsilon$  можно уточнить значение  $\sigma_0$ .

### Обработка данных импульсного эксперимента на основе переходного сопротивления

В работе [5] приведены результаты импульсного эксперимента для опоры ВЛ без троса, включая параметры эквивалентной R||C схемы (рис. 4). Сопротивление токового контура (заземлителя опоры и токового электрода) составляло 3000 Ом. По рекомендации авторов [5] на основе формулы (7), примем удельное сопротивление грунта  $\rho = 3000 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ ,  $\sigma_0 = 1/\rho$ .

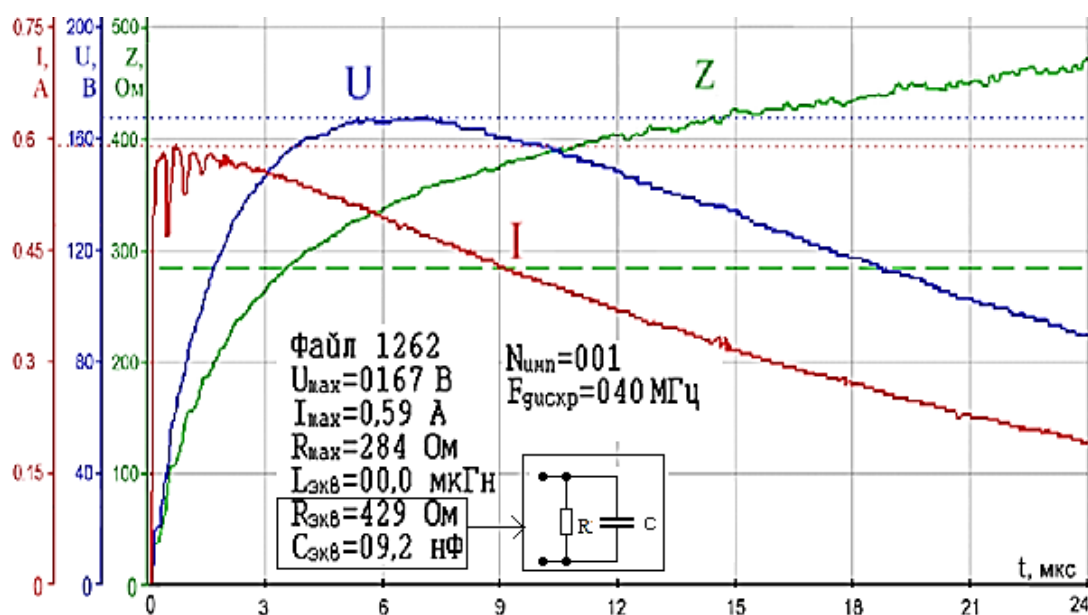


Рис. 4. Результаты импульсного эксперимента для заземлителя опоры ВЛ без троса в высокоомном грунте [5]

Fig. 4. Results of the impulse experiment for the grounding system of the transmission line tower without the overhead grounding wire in high-resistance soil [5]



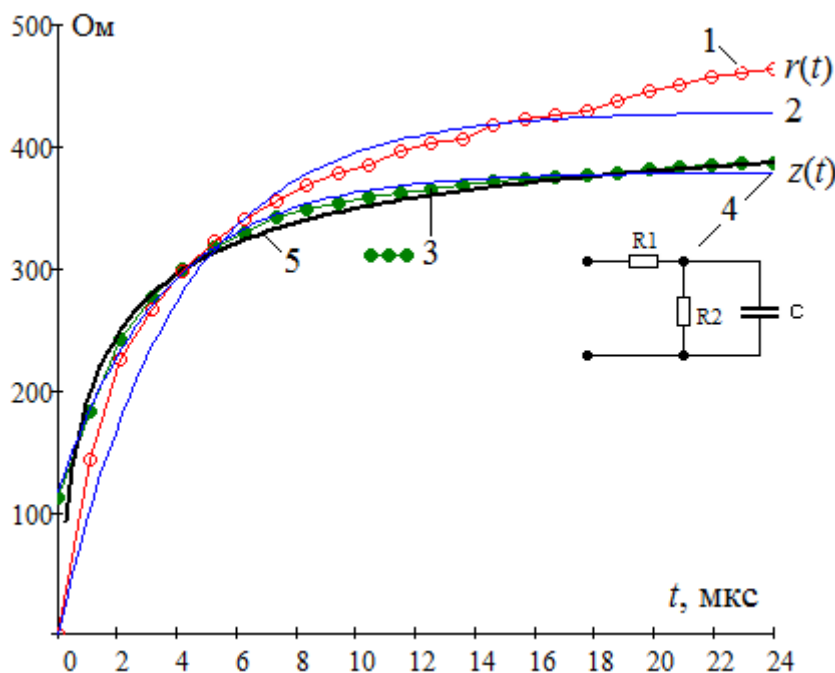


Рис. 5. Мгновенное сопротивление заземлителя: 1 – эксперимент [5]; переходное сопротивление: 2 –  $R||C$  схемы по данным [5]; 3 – при обработке экспериментальных данных, 4 –  $R-R||C$  схема замещения, 5 – расчет (4)

Fig. 5. Instantaneous grounding system impedance: 1 – experiment [5]; transient impedance: 2 –  $R||C$  circuits according to [5] data; 3 – when processing experimental data, 4 –  $R-R||C$  equivalent circuit, 5 – calculation (4)

Напряжение  $u(t)$  и ток  $i(t)$  (рис. 4) оцифрованы (без учета высокочастотных колебаний в начале эксперимента). Качество оцифровки оценивалось визуальным совпадением мгновенного сопротивления  $r(t) = u(t)/i(t)$  (рис. 5, кривая 1) с оригиналом (рис. 4).

По данным авторов [5] мгновенному сопротивлению заземлителя соответствует  $R||C$  схема ( $R = 429 \text{ Ом}$ ,  $C = 9.2 \text{ нФ}$ ) с переходным сопротивлением (рис. 5, кривая 2).

Проанализируем решение. Синтез схемы выполнен по мгновенному, а не переходному сопротивлению, что, как было показано ранее, сопряжено с погрешностями. Емкость в  $R||C$  схеме сильно завышена, поскольку соответствующая ей относительная диэлектрическая проницаемость грунта, полученная на основе известной аналогии статических полей  $RC = \rho_e$ , равна  $\epsilon_r = 149$ , что на порядок превышает типо-

вые значения. Объяснение дает модель грунта с частотно-зависимыми параметрами, где эквивалентная диэлектрическая проницаемость может достигать значительных величин (подробнее [14]). Но и с этой позиции, наблюдается подмена процесса растекания импульсного тока в грунте с уменьшающейся проводимостью процессом заряда конденсатора большой емкости.

Проведем обработку результатов на основе переходного сопротивления (рис. 5, кривая 3). Его реализация  $R-R||C$  схемой производится с высокой точностью (рис. 5, кривая 4), но  $\epsilon_r = 136$  вновь завышено.

Минимизация среднеквадратичного отклонения экспериментальных и расчетных значений переходного сопротивления (рис. 5, кривая 5) дает более реалистичное значение  $\epsilon_r = 18$  и стационарное сопротивление  $R = 457 \text{ Ом}$ . Последнее значение не противо-

речит экспериментальным данным (рис. 4), где максимальное значение мгновенного сопротивления равно 464 Ом (рис. 5).

### Численное моделирование импульсного эксперимента

Выполним численное моделирование измерений сопротивления заземлителя опоры ВЛ без троса и с тросом (рис. 6) в высокоомном грунте импульсным методом и попытаемся минимизировать ошибку в определении стационарного сопротивления за счет найденных ранее поправочных коэффициентов. Покажем различия при использовании классической и частотно-зависимой модели грунта.

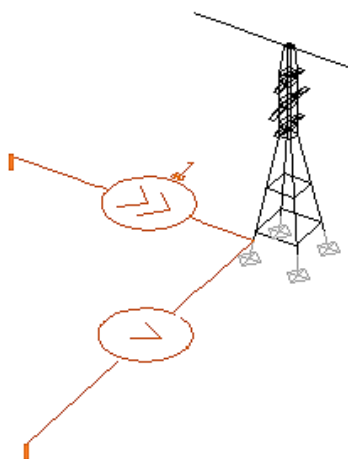


Рис. 6. Расчетная модель опоры ВЛ с тросом (а): длина пролета 300 м (соседние опоры не показаны); длина измерительных проводов 50 м

Fig. 6. Calculation model of the transmission line tower with the overhead grounding wire (a): span length 300 m (neighboring towers are not shown); measuring wires length 50 m

**Вариант 1. ВЛ без троса.** Будем проводить измерения в момент времени  $T = 4$  мкс. Переходное сопротивление заземлителя опоры в классической модели грунта, без измерительных электродов (рис 7, а, график 1) достигает установившегося значения задолго до момента  $T$ , тогда стационарное сопротивление  $r(T) = R = 32.9$  Ом.

В грунте с частотно-зависимыми параметрами (рис. 7, а, график 2) сопротивление заземлителя равно  $r(T) = 27.5$  Ом, что в 1.2 раза меньше, чем в классической модели грунта

(измерительные электроды не учитываются). Теоретические расчеты (4) дают аналогичную поправку  $1/k(T) = 1.2$ .

Влияние измерительных электродов в грунте с частотно-зависимыми параметрами (рис. 7, график 3) проявляется в снижении сопротивления до  $r(T) = 24.7$  Ом или в 1.11 раза. Аналогичный коэффициент, полученный теоретически для точечных электродов, равен 1.08 (рис. 2, график 3).

Таким образом, стационарное сопротивление заземлителя опоры ВЛ с учетом поправок на частотные свойства грунта и влияние измерительных электродов может быть получено с высокой точностью.

**Вариант 2. ВЛ с тросом.** График переходного сопротивления заземлителя опоры в классической модели грунта без измерительных электродов (рис 7, б, график 1) имеет характерную ступенчатую форму, вызванную отраженными волнами от соседних опор. «Измерения» проводим в момент времени  $T = 2$  мкс (до прихода отраженных волн). Переходное сопротивление заземлителя в момент наблюдения равно  $r(T) = 30,1$  Ом. Сделаем поправку на ответвление тока в трос с волновым сопротивлением  $z = 300$  Ом (в двух направлениях)

$$k_1 = \frac{z}{z - r(T)} = 1,11,$$

и получим  $r'(T) = k_1 r(T) = 33,4$  Ом, что практически совпадает со стационарным сопротивлением.

В грунте с частотно-зависимыми параметрами (рис. 7, б, график 2) сопротивление заземлителя равно  $r(T) = 23.8$  Ом, что в 1.27 раза меньше, чем в классической модели грунта (измерительные электроды не учитываются). Поправка, полученная теоретически (4), дает  $k_2 = 1/k(T) = 1.29$ .

С учетом измерительных электродов (рис. 7, б, график 3) сопротивление снижается до  $r(T) = 21.4$  Ом или в 1,11 раза. Аналогичный коэффициент, полученный теоретически для точечных электродов, составляет  $k_3 = 1,08$  (рис. 2, график 3).

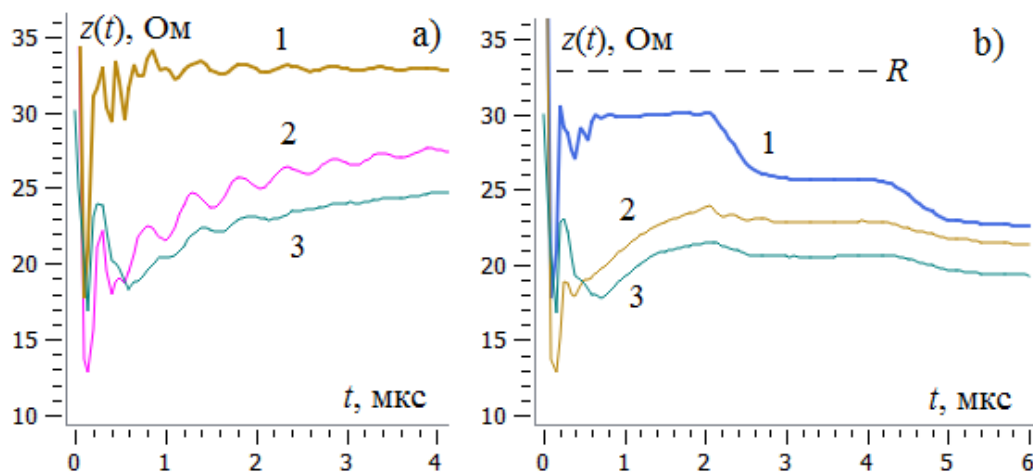


Рис. 7. Переходное сопротивление заземлителя опоры ВЛ (рис. 6) без троса (а) и с тросом (b) в грунте: 1 –  $\sigma = \sigma_0 = \text{const}$  без измерительных электродов; 2 –  $\sigma(f) = \text{var}$  без измерительных электродов; 3 –  $\sigma(f) = \text{var}$  с измерительными электродами;  $\sigma_0 = 1/1000$  См/м,  $\epsilon = 10\epsilon_0$

Fig. 7. Transient grounding impedance of the transmission line tower (Fig. 6) without (a) and with (b) the overhead grounding wire in soil: 1 –  $\sigma = \sigma_0 = \text{const}$  without measuring electrodes; 2 –  $\sigma(f) = \text{var}$  without measuring electrodes; 3 –  $\sigma(f) = \text{var}$  with measuring electrodes;  $\sigma_0 = 1/1000$  S/m,  $\epsilon = 10\epsilon_0$

В результате измерений импульсным методом на практике будет получена осциллограмма 3 (рис. 7, b) с переходным сопротивлением  $r(T) = 21,4$  Ом. Стационарное сопротивление получаем с учетом поправок на влияние троса, частотные свойства грунта и измерительные электроды  $R' = k_1 k_2 k_3 \cdot r(T) = 1,11 \cdot 1,29 \cdot 1,08 \cdot 21,4 = 33,1$  Ом, что согласуется с точным значением (32,9 Ом).

При сравнении переходного сопротивления ВЛ без троса и с тросом (рис. 7), видим, что для ВЛ без троса колебательные процессы значительно интенсивнее. Причина – волновые процессы в опоре ВЛ.

#### Обсуждение результатов и выводы

1. Переходное сопротивление – теоретически обоснованный и наиболее информативный параметр заземлителя при импульсных воздействиях. Стационарное, импульсное и мгновенное сопротивление заземлителя являются производными от переходного сопротивления.

2. Переходное сопротивление может быть получено в ходе измерений импульсным методом с помощью серийно выпускаемых портативных устройств, генерирующих импульсы тока, близкие по форме к току молнии. Необходимость расположения измерительных электродов по ортогональной схеме (для исключения индуктивных помех) приводит к неустранимой погрешности измеряемого сопротивления, составляющей десятки процентов в неоднородном грунте с высокоомным основанием. Корректировка результатов измерений на основе расчетных методик здесь неизбежна.

3. Высокоомный грунт обладает ярко выраженными частотными свойствами, что проявляется в значительном снижении удельной проводимости грунта за время растекания тока молнии. Переходное сопротивление монотонно возрастает в течение десятков микросекунд, что существенно превышает длительность измерений. По этой причине прямое измерение стационарного сопротивления заземлителя опоры ВЛ с тросом невозможно, а результаты измерений подлежат корректировке. Решение задачи путем подбора эквивалентных R||C схем сталкивается с трудностями физической интерпретации результатов (из-за завышенной емкости). Аналитические формулы переходного сопротивления сосредоточенного заземлителя в грунте с частотно-зависимыми параметрами, полученные в данной работе, позволяют определить не только стационарное сопротивление, но и оценить диэлектрическую проницаемость грунта.

4. Тестирование предложенной методики при обработке экспериментальных данных других исследователей показало ее эффективность. При численном моделировании импульсного метода измерений сопротивления

заземлителя опоры ВЛ без троса и с тросом показано, что внесение поправочных коэффициентов, найденных теоретически, позволяет определить стационарное сопротивление заземлителя с достаточной точностью.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] РД 153-34.0-20.525-00. Методические указания по контролю состояния заземляющих устройств электроустановок. М.: СПО ОРГРЭС, 2000. 24 с.
- [2] Methods for measuring the earth resistance of transmission towers equipped with earth wires: Technical Brochure № 275, WG C4.2.O2 // Electra. 2005. No. 220.
- [3] **Боронин В.Н., Коровкин Н.В., Кривошеев С.И., Шишигин С.Л., Миневич Т.Г., Нетреба К.И.** Математическое моделирование заземляющих устройств при действии импульсных токов // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2013. № 6. С. 80–89.
- [4] **Борисов Р.К., Виноградов Д.Н., Морозов Ю.А.** Обследование и реконструкция заземляющих устройств ВЛ 330 кВ // Вторая Российская конф. по заземляющим устройствам: сб. матер. конф. Новосибирск, 2005. С. 151–156.
- [5] **Колобов В.В., Баранник М.Б., Селиванов В.Н., Прокопчук П.И.** Результаты полевых испытаний нового прибора для измерения сопротивления заземляющих устройств опор воздушных линий электропередачи импульсным методом // Труды Кольского научного центра РАН. 2017. Т. 8, № 1-14. С. 12–30.
- [6] **Колобов В.В., Баранник М.Б., Селиванов В.Н., Ефимов Б.В.** Измерения сопротивления опор воздушных линий электропередачи с грозотросом импульсным методом // Энергетик. 2017. № 11. С. 19–24.
- [7] **Rodrigues B.D., Visacro S.** Portable Grounding Impedance Meter Based on DSP. IEEE Trans // Instrumentation and Measurement. 2014. Vol. 63, no. 8. P. 1916–1925.
- [8] **Chisholm W.A., Jamali B., Mathew M., Driscoll J., Bologna F.F.** Transient resistivity measurements on 345-kV transmission towers // 2013 International Symposium on Lightning Protection (XII SIPDA), 2013, P. 171–176
- [9] **Yang S., Zhou W., Huang J., Yu J.** Investigation on Impulse Characteristic of Full-Scale Grounding Grid in Substation // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2018. Vol. 60. No. 6. P. 1993–2001.
- [10] **Zhou W., Liu Y., Li G., Yan G., Yang S., Li H., Su C.Q.** Power Frequency Interference and Suppression in Measurement of Power Transmission Tower Grounding Resistance // IEEE Trans. Power Delivery. 2015. Vol. 30, no. 2. P. 1016–1023.
- [11] **Visacro S., Rosado G.** Response of Grounding Electrodes to Impulsive Currents: An Experimental Evaluation // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2009. Vol. 51, no. 1. P. 161–164.
- [12] **Harid N., Griffiths H., Mousa S., Clark D., Robson S., Haddad A.** On the Analysis of Impulse Test Results on Grounding Systems // IEEE Trans. Industry Applications. 2015. Vol. 51, no. 6. P. 5324–5334.
- [13] **Alipio R., Visacro S.** Modeling the frequency dependence of electrical parameters of soil // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2014. Vol. 56, no. 5. P. 1163–1171.
- [14] **Шишигин С.Л., Черепанов А.В., Шишигин Д.С.** Моделирование заземлителя в грунте с частотно-зависимой удельной проводимостью // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 3. С. 91–101.
- [15] **Шишигин С.Л.** Векторная форма записи потенциала стержневого заземлителя в однородной и двухслойной земле // Электричество. 2007. № 7. С. 22–27.
- [16] **Cavka D., Mora N., Rachidi F.** A comparison of frequency-dependent soil models: application to the analysis of grounding systems // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2014. Vol. 56, no. 2. P. 177–187.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ШИШИГИН Сергей Леонидович** — доктор технических наук профессор Вологодского государственного университета

E-mail: ctod28@yandex.ru

**ЧЕРЕПАНОВ Алексей Викторович** — аспирант Вологодского государственного университета

E-mail: alex1234\_91@mail.ru

**ШИШИГИН Дмитрий Сергеевич** — кандидат технических наук преподаватель Вологодского государственного университета

E-mail: shishigind@yandex.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 28.01.2019



## REFERENCES

- [1] RD 153-34.0-20.525-00. Metodicheskiye ukazaniya po kontrolyu sostoyaniya zazemlyayushchikh ustroystv elektroustanovok. M.: SPO ORGRES, 2000. 24 c.
- [2] Methods for measuring the earth resistance of transmission towers equipped with earth wires: Technical Brochure № 275, WG C4.2.O2, Electra, 220 (2005).
- [3] V.N. Boronin, N.V. Korovkin, S.I. Krivosheyev, S.L. Shishigin, T.G. Minevich, K.I. Netreba, Matematicheskoye modelirovaniye zazemlyayushchikh ustroystv pri deystvii impulsnykh tokov, Izvestiya Rossiyskoi akademii nauk, Energetika, 6 (2013) 80–89.
- [4] R.K. Borisov, D.N. Vinogradov, Yu.A. Morozov, Obsledovaniye i rekonstruktsiya zazemlyayushchikh ustroystv VL 330 kV, Vtoraya Rossiyskaya konf. po zazemlyayushchim ustroystvam: sb. mater. konf. Novosibirsk, (2005) 151–156.
- [5] V.V. Kolobov, M.B. Barannik, V.N. Selivanov, P.I. Prokopchuk, Rezultaty polevykh ispytaniy novogo pribora dlya izmereniya soprotivleniya zazemlyayushchikh ustroystv opor vozduzhnykh liniy elektroperedachi impulsnym metodom, Trudy Kolskogo nauchnogo tsentra RAN, 8 (1–14) (2017) 12–30.
- [6] V.V. Kolobov, M.B. Barannik, V.N. Selivanov, B.V. Yefimov, Izmereniya soprotivleniya opor vozduzhnykh liniy elektroperedachi s grozotrosom impulsnym metodom, Energetik, 11 (2017) 19–24.
- [7] B.D. Rodrigues, S. Visacro, Portable Grounding Impedance Meter Based on DSP, IEEE Trans. Instrumentation and Measurement, 63 (8) (2014) 1916–1925.
- [8] W.A. Chisholm, B. Jamali, M. Mathew, J. Driscoll, F.F. Bologna, Transient resistivity measurements on 345-kV transmission towers, 2013 International Symposium on Lightning Protection (XII SIPDA), (2013) 171–176.
- [9] S. Yang, W. Zhou, J. Huang, J. Yu, Investigation on Impulse Characteristic of Full-Scale Grounding Grid in Substation, IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility, 60 (6) (2018) 1993–2001.
- [10] W. Zhou, Y. Liu, G. Li, G. Yan, S. Yang, H. Li, C.Q. Su, Power Frequency Interference and Suppression in Measurement of Power Transmission Tower Grounding Resistance, IEEE Trans. Power Delivery, 30 (2) (2015) 1016–1023.
- [11] S. Visacro, G. Rosado, Response of Grounding Electrodes to Impulsive Currents: An Experimental Evaluation, IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility, 51 (1) (2009) 161–164.
- [12] N. Harid, H. Griffiths, S. Mousa, D. Clark, S. Robson, A. Haddad, On the Analysis of Impulse Test Results on Grounding Systems, IEEE Trans. Industry Applications, 51 (6) (2015) 5324–5334.
- [13] R. Alipio, S. Visacro, Modeling the frequency dependence of electrical parameters of soil, IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility, 56 (5) (2014) 1163–1171.
- [14] S.L. Shishigin, A.V. Cherepanov, D.S. Shishigin, Modelirovaniye zazemlitelya v grunte s chastotno-zavisimoy udelnoy provodimostyu, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 24 (3) (2018) 91–101.
- [15] S.L. Shishigin, Vektornaya forma zapisi potentsiala sterzhnovego zazemlitelya v odnorodnoy i dvukhsloynnoy zemle, Elektrichestvo, 7 (2007) 22–27.
- [16] D. Cavka, N. Mora, F. Rachidi, A comparison of frequency-dependent soil models: application to the analysis of grounding systems, IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility, 56 (2) (2014) 177–187.

## THE AUTHORS

SHISHIGIN Sergei L. — *Vologda state university*

E-mail: ctod28@yandex.ru

CHEREPANOV Aleksei V. — *Vologda state university*

E-mail: alex1234\_91@mail.ru

SHISHIGIN Dmirtii S. — *Vologda state university*

E-mail: shishigind@yandex.ru

Received: 28.01.2019

DOI: 10.18721/JEST.25203  
УДК 621.515

*Ю.В. Кожухов, В.В. Неверов, В.М. Иванов, С.В. Карташов*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

В статье выполнен анализ значимых геометрических параметров и диапазона их варьирования при решении задач оптимизации рабочих колес центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики. Исследование проведено в комплексе Numeca Fine/Turbo. Рассмотрено влияние на эффективность и напор рабочего колеса более 10 геометрических параметров. Оценка степени влияния каждого из исследуемых оптимизационных параметров при их изменении в заданном диапазоне производится по изменению характеристик КПД и напора рабочего колеса. В результате исследования выделены основные геометрические параметры оптимизации, которые должны быть рассмотрены в первую очередь. Определены второстепенные параметры, которые могут не рассматриваться в рамках оптимизации или которым могут быть присвоены стандартные для практики проектирования значения. Также даны рекомендации по рациональным диапазонам варьирования рассматриваемых параметров.

*Ключевые слова:* Рабочее колесо, центробежный компрессор, параметр оптимизации, геометрический параметр, вычислительная газодинамика, Numeca Fine/Turbo

*Ссылка при цитировании:*

Ю.В. Кожухов, В.В. Неверов, В.М. Иванов, С.В. Карташов. Выбор параметров оптимизации рабочего колеса центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 42–53. DOI: 10.18721/JEST.25201.

*Y.V. Kozhukhov, V.V. Neverov, V.M. Ivanov, S.V. Kartashov*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **THE CHOICE OF GEOMETRIC PARAMETERS IN THE OPTIMIZATION OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLER**

The article analyzes the significant geometric parameters and the range of their variation in solving the optimization problem of centrifugal compressor impellers using computational fluid dynamics. The study was carried out using the Numeca Fine/Turbo package. The influence of more than 10 geometric parameters on the efficiency and the head of the impeller was considered. The influence of the degree of the investigated optimization parameters was estimated by changing the parameter values in a preset range and analyzing their impact on the efficiency and head of the impeller. As a result, the main geometric parameters of optimization, which should be considered first, were identified. Other parameters do not have to be considered within the optimization problem, and can be assigned standard values. In addition, recommendations on optimal ranges of parameter values were given.

*Keywords:* Impeller, centrifugal compressor, optimization parameter, geometry parameter, computational fluid dynamics, Numeca Fine/Turbo.

*Citation:*

Y.V. Kozhukhov, V.V. Neverov, V.M. Ivanov, S.V. Kartashov, The choice of geometric parameters in the optimization of centrifugal compressor impeller, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 42–53, DOI: 10.18721/JEST.25203.





**Введение.** В настоящее время в области проектирования и расчета проточных частей турбомашин все большую популярность завоевывают численные методы (CFD) [1–3]. Современные оптимизационные алгоритмы совместно с математическими моделями, реализованными в пакетах вычислительной газодинамики, позволяют автоматизировать процесс поиска оптимальных решений [4, 5]. Структура потока газа в рабочих колесах центробежных компрессоров имеет сложный характер [6, 7], поэтому численная оптимизация течения позволяет получить наиболее эффективное рабочее колесо при низких затратах по сравнению с натурными экспериментами. Это положительным образом сказывается на стоимости проектирования.

Также важна эффективность выбора основных параметров оптимизации и параметризация геометрической модели исследуемого объекта. При нерациональном подходе процесс оптимизации может оказаться экономически невыгодным с точки зрения затрачиваемых временных и машинных ресурсов, а то и вовсе безрезультатным. Однако, при решении оптимизационных задач актуален вопрос о рациональности и обоснованности используемых расчетных моделей, критериев, параметров и алгоритмов оптимизации [8].

**Целью работы** является определение основных и второстепенных геометрических параметров оптимизации рабочего колеса ЦК, а также оценка рациональных диапазонов варьирования рассматриваемых параметров.

#### **Объект и методика исследования и расчетная модель**

Объект исследования — высоконапорное рабочее колесо первой ступени промышленного воздушного центробежного компрессора. Основные параметры РК: условный коэффициент расхода  $\Phi = 0,064$ ; коэффициент теоретического напора  $\Psi_T = 0,715$ ; диаметр рабочего колеса  $D_2 = 0,402\text{ м}$ ; относительный диаметр

втулки  $D_{вт} = 0,3$ ; угол выхода лопаток  $\beta_{л2} = 75,7$  градусов, средняя линия лопатки имеет S-образную форму (по двум сопряженным параболом).

Расчетная часть выполнена с помощью трехмерного моделирования вязкого течения с использованием методов CFD в программном пакете *Numeca Fine/Turbo* [9]. Анализ степени влияния каждого в отдельности геометрического параметра РК производился вариацией его значения в некотором диапазоне при фиксации остальных параметров.

Оценка степени влияния каждого из исследуемых оптимизационных параметров при их изменении в заданном диапазоне производится по изменению характеристик КПД и напора рабочего колеса. Среди рассматриваемых параметров: коэффициенты  $A$  и  $B$ , описывающие форму S-образной лопатки; радиусное и сложное скругление линии основного и покрывающего дисков; диаметр входной кромки лопатки  $D_1$ , угол наклона к осевой линии и форма входной кромки в меридиональном сечении, а также совокупность этих параметров; форма входной и выходной кромок лопаток в радиальном сечении; форма линии покрывающего диска в пределах межлопаточного канала; втулочный диаметр  $D_{вт}$  и диаметр входа в рабочее колесо  $D_0$ ; входной угол лопатки в периферийном сечении  $\beta_{лпер}$ ; количество лопаток  $z$ .

Подготовительный этап расчетной части заключался в выборе оптимальной расчетной модели. Под оптимальной расчетной моделью в данном случае имеются в виду параметры сеточной модели и расчетной области, которые обеспечивают оптимальное соотношение между точностью, скоростью сходимости задачи и временем, затрачиваемым на расчет [10]. Используемые модели турбулентности — *Shear Stress Transport (SST)* [11] и *Spalart-Allmaras (SA)* [12].

Расчетная область содержит входной прямолинейный участок перед РК длиной  $0,2D_2$ ,

радиальное РК, безлопаточный диффузор с поворотным коленом на 90 градусов и последующим прямолинейным участком.

В работе не учитывались притрактовые области — осевые зазоры между рабочим диском и диафрагмой, покрывающим диском и корпусом, протечки через лабиринтные уплотнения и мощность трения дисков. Следовательно, приведенные на графиках значения КПД — политропные гидравлические.

### Расчетное исследование

*Форма средней линии лопатки в радиальном сечении.* В случае высоконапорных рабочих колес с большими выходными углами лопаток  $\beta_{12}$  применение в качестве средней линии лопаток, выполненных по радиусу, может значительно снизить расчетную эффективность и напор. При значительной разнице выходного и входного угла средняя линия лопатки оказывается прямой и при дальнейшем увеличении выгибается в обратную сторону, что ухудшает аэродинамический профиль и картину обтекания лопаток. Рассматриваемое РК попадает под именно такой случай.

При проектировании средней линии лопаток РК для минимизации отрывных течений ее форма может задаваться в виде двух сопряженных парабол, при этом полученная кривая имеет точку перегиба (точка сопряжения парабол).

В данной работе коэффициенты сопряженных парабол  $A$  и  $B$  варьировались в диапазонах  $A = 0,25...0,35$  и  $B = 0,2...0,3$ , рекомендуемых в литературе [13] (рис. 1, *a*), для поиска оптимальной комбинации. Следующим приближением рассмотрены коэффициенты  $A$  и  $B$  из области наилучших вариантов первой серии расчета (рис. 1, *b*). Изменение коэффициентов в небольших пределах незначительно влияет на эффективность. По результатам расчета при решении задачи ручной оптимизации рассматриваемого рабочего колеса была выбрана комбинация  $A = 0,25$ ,  $B = 0,18$ .

Также были рассмотрены комбинации коэффициентов, выходящие за пределы реко-

мендуемых в литературе (рис. 1, *c*):  $A = 0,05...0,2$ ;  $0,35...0,7$ ;  $B = 0,1...0,2$ ;  $0,3...0,6$ .

Для данного рабочего колеса исполнение с комбинациями коэффициентов больше рекомендуемых не дает приемлемой эффективности. Для двух рассмотренных комбинаций коэффициентов, меньше рекомендуемых ( $A = 0,1$ ;  $B = 0,1$  и  $A = 0,2$ ;  $B = 0,1$ ), напротив, обеспечивается приблизительно такое же значение КПД, как и для самых удачных, рассмотренных в рекомендуемых диапазонах. Строго ограничивать узкий диапазон варьирования таких кривых в первом приближении нецелесообразно, так как рассматриваемый параметр является одним из ключевых.

*Меридиональное скругление покрывающего и основного дисков.* Пики скоростей на выпуклой поверхности покрывающего диска при входе в рабочее колесо могут привести к значительному отличию входного треугольника скоростей у периферии лопатки по сравнению с треугольником скоростей на средней осесимметричной поверхности тока и у втулки. Это приводит к обтеканию с переменным углом атаки по высоте и снижению эффективности [7].

Геометрическое варьирование линии покрывающего диска отражено на рис. 2, *a*. В табл. 1 приведены значения размерного  $r$  и относительного радиуса  $\bar{r}$  (отнесенного к диаметру рабочего колеса  $D_2$ ).

Из результатов расчета (рис. 2, *b*) видно, что скругление покрывающего диска рассматриваемого РК относительным радиусом более 0,07 вносит умеренный вклад в эффективность рабочего колеса (около 1 % для модели турбулентности  $SA$  и 2 % для модели  $SST$ ). Локальный максимум достигается в диапазоне относительных радиусов 0,13–0,30. Однако, при некоторых конфигурациях линии покрывающего диска КПД может сильно снизиться — например, для наименьших радиусов под номерами 10, 11 и полном отсутствии скругления 12 эффективность колеса резко падает на 1,5, 8 и 15,7 % соответственно.

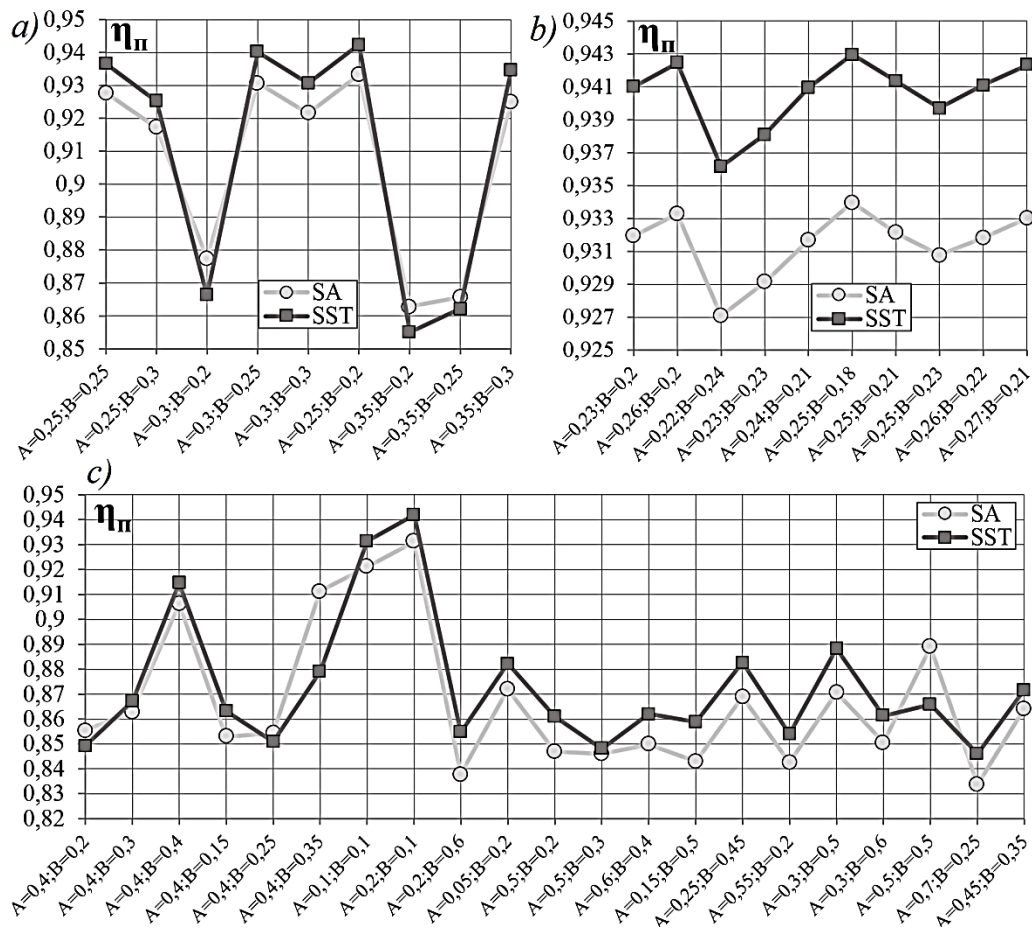


Рис. 1. Значения эффективности на расчетном режиме для вариаций коэффициентов  $A$  и  $B$ :  
а) в рекомендуемых пределах значений  $A$  и  $B$  [13]; б) в области наивысшей эффективности;  
с) за пределами, рекомендуемыми в литературе [13]

Fig. 1. Calculated values of the hydraulic efficiency at the design point for variations of coefficients  $A$  and  $B$ :  
а) in the range, which is recommended in literature [13]; б) in a small area of the best coefficients combination from (а); out of the range, which is recommended in literature [13]

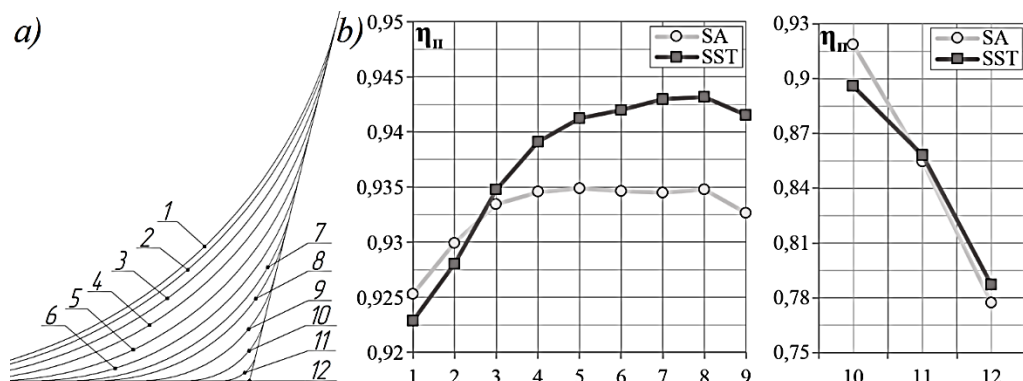


Рис. 2. Варианты исполнения (а) и значения эффективности (б) радиусных скруглений меридиональной линии покрывающего диска

Fig. 2. Variations of the meridional shroud radius (а) and calculated values of the hydraulic efficiency at the design point (б)

Таблица 1

Варианты радиуса скругления покрывающего диска в меридиональном сечении

Variants of the rounding radius of the covering disk in the meridional section

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$r$ , мм	182	174	160	143	122	104	87	73	52	30	13	0
$\bar{r}$	0,45	0,43	0,4	0,36	0,3	0,26	0,22	0,18	0,13	0,07	0,03	0

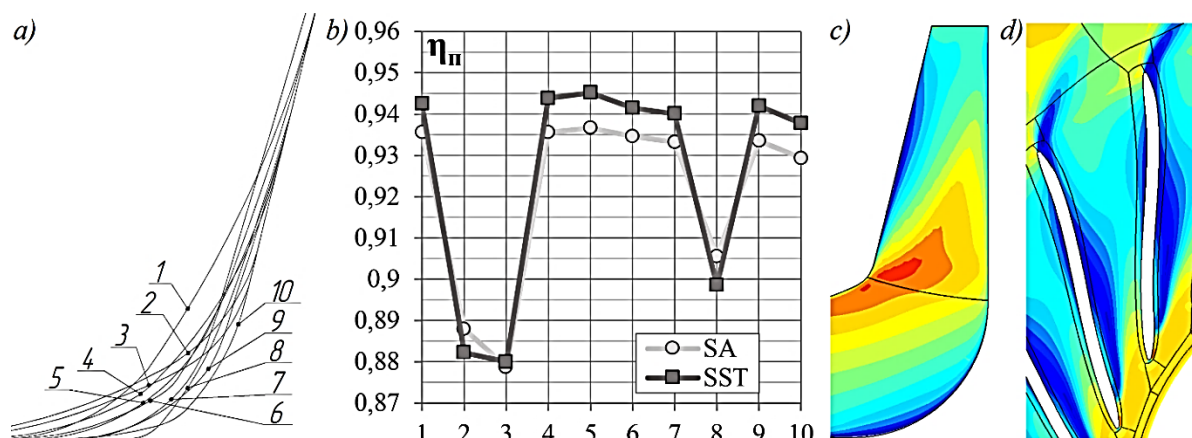


Рис. 3. Варианты исполнения (a) и расчетные значения эффективности (b) сложных скруглений меридиональной линии покрывающего диска; визуализация поля скоростей для варианта №3 в меридиональном сечении (c) и в межлопаточном канале на относительной высоте 0,95 от втулки (d)

Fig. 3. Variations of the meridional shroud spline (a) and calculated values of the hydraulic efficiency at the design point (b); the meridional plot with the velocity contour for the variant №3 (c) and in the radial section at 95 % span from the hub (d)

Сложное скругление покрывающего диска, образованное комбинацией нескольких радиусов, прямых и кривых Безье, показано на рис. 3, a.

Сложная форма скругления покрывающего диска по результатам расчета (рис. 3, b) не показала особых преимуществ перед радиусным скруглением в плане эффективности. Некоторые из сложных форм оказались немного эффективнее радиусного перехода линии покрывающего диска. Наибольшее значение КПД у кривой №5, разница с наилучшим радиусным закруглением – 0,2 % КПД. Однако, для данного колеса также существуют неудачные конфигурации линии покрывающего диска. На рис. 3, c, d приведено рас-

пределение скоростей для 3 варианта. Скругление покрывающего диска в данном случае стало причиной развитого отрывного течения на периферийных сечениях (области синего цвета).

Вслед за оценкой влияния линии покрывающего диска рассмотрены варианты исполнения основного диска: радиусного (рис. 4, a) и сложного скругления (рис. 4, c). Соответственно, на рис. 4, b и 4, d приведены рассчитанные значения гидравлического полнотропного коэффициента полезного действия. В табл. 2 приведены значения размерного и относительного радиусов для радиусного перехода меридиональной линии основного диска.

Таблица 2

Варианты радиуса скругления основного диска в меридиональном сечении

Variants of the main disk rounding radius in the meridional section

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$r$ , мм	152	134	121	109	95	85	78	67	53	41	29	19
$\bar{r}$	0,38	0,34	0,3	0,27	0,24	0,21	0,19	0,17	0,13	0,1	0,07	0,05

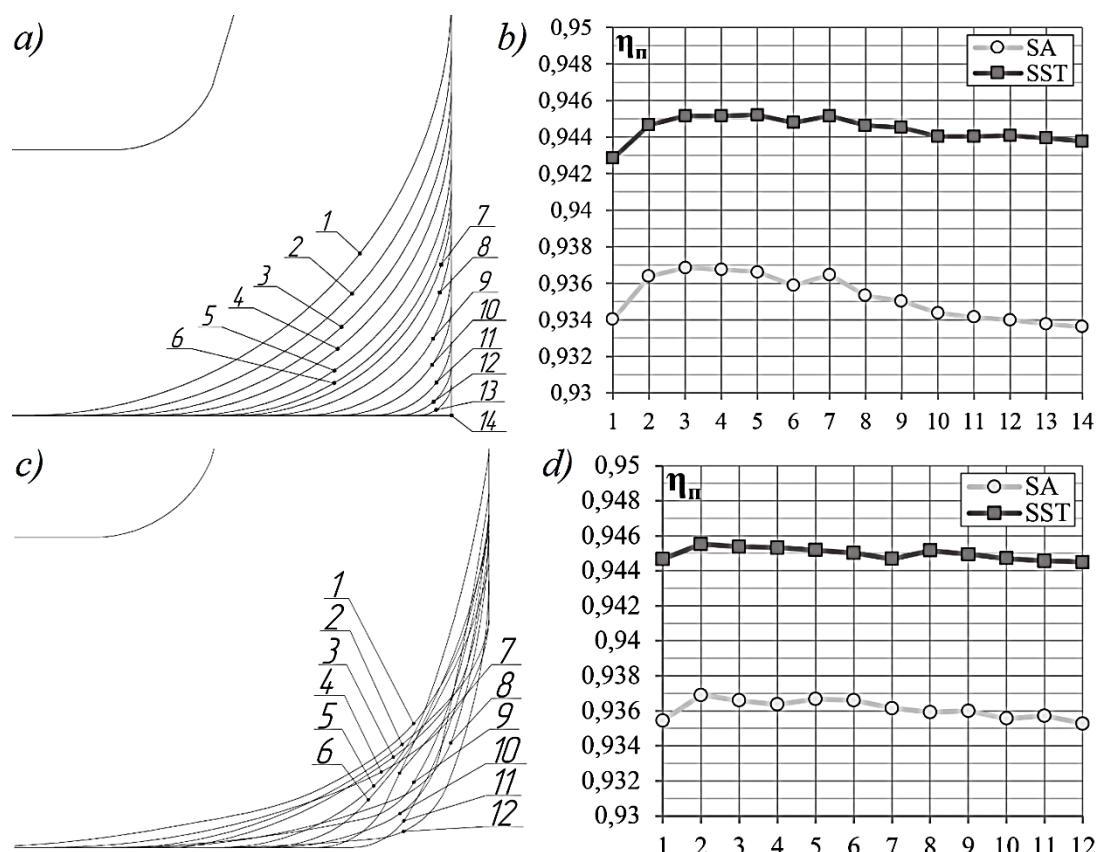


Рис. 4. Варианты исполнения (a, b) и значения эффективности вариаций скруглений (c, d) меридиональной линии основного диска

Fig. 4. Variations of the meridional hub radius and spline (a, b) and corresponding values of the hydraulic efficiency at the design point (c, d)

Изменение формы линии основного диска несет крайне малое влияние на эффективность РК — разница между максимальным и минимальным значением КПД менее 0,2 % при использовании обеих моделей турбулентности. Локальный максимум КПД достигается при относительных радиусах 0,19–0,34. При отно-

сительных радиусах, больших 0,35 эффективность заметно начинает падать.

Как и в случае с покрывающим диском, скругления, образованные сложными кривыми, так же не имеют преимущества перед радиусными. Меридиональное скругление покрывающего диска может быть выделено как



один из основных параметров оптимизации. Меридиональное скругление основного диска принципиально не влияет на потери в рабочем колесе и может не рассматриваться как оптимизационный параметр.

*Меридиональная форма покрывающего диска в пределах межлопаточного канала*

Варьирование меридиональной формы покрывающего диска приведено на рис. 5, а, б.

Результаты расчета показаны на рис. 5, с, d, e для 15 вариантов криволинейной формы покрывающего диска.

Увеличение радиуса привело сначала к увеличению эффективности, а затем — к уменьшению (рис. 5, с). Напор также монотонно уменьшается (рис. 5, e) из-за уменьшения площади лопаток. Для данного рабочего колеса может быть достигнут выигрыш в 0,2 % КПД при использовании криволинейной формы образующей покрывающего диска при незначительном снижении напора [7]. При прямолинейной образующей покрывающего диска эффективность может быть во всяком случае не ниже, чем при криволинейной образующей [14].

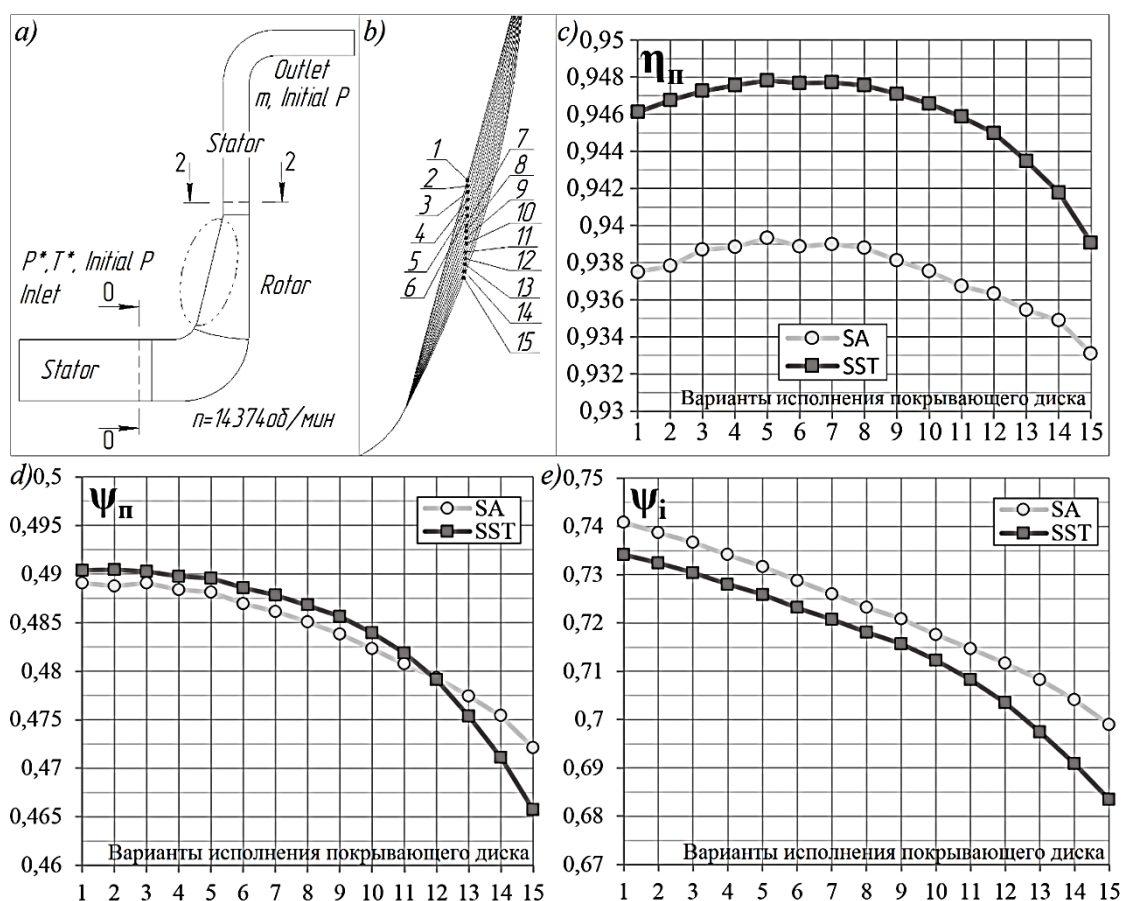


Рис. 5. Варьирование меридиональной формы покрывающего диска рабочего колеса:

а) расчетная область; б) вариации радиусов; в) соответствующие расчетные значения эффективности; значения коэффициента политропного (d) и полного (e) напора рабочего колеса для 15 вариантов криволинейной формы покрывающего диска

Fig. 5. Variation of the meridional shape of the impeller covering disk: а) Computational domain; б) variations of the impeller shroud; в) calculated values of the hydraulic efficiency; the polytropic (d) and total (e) head at the design point



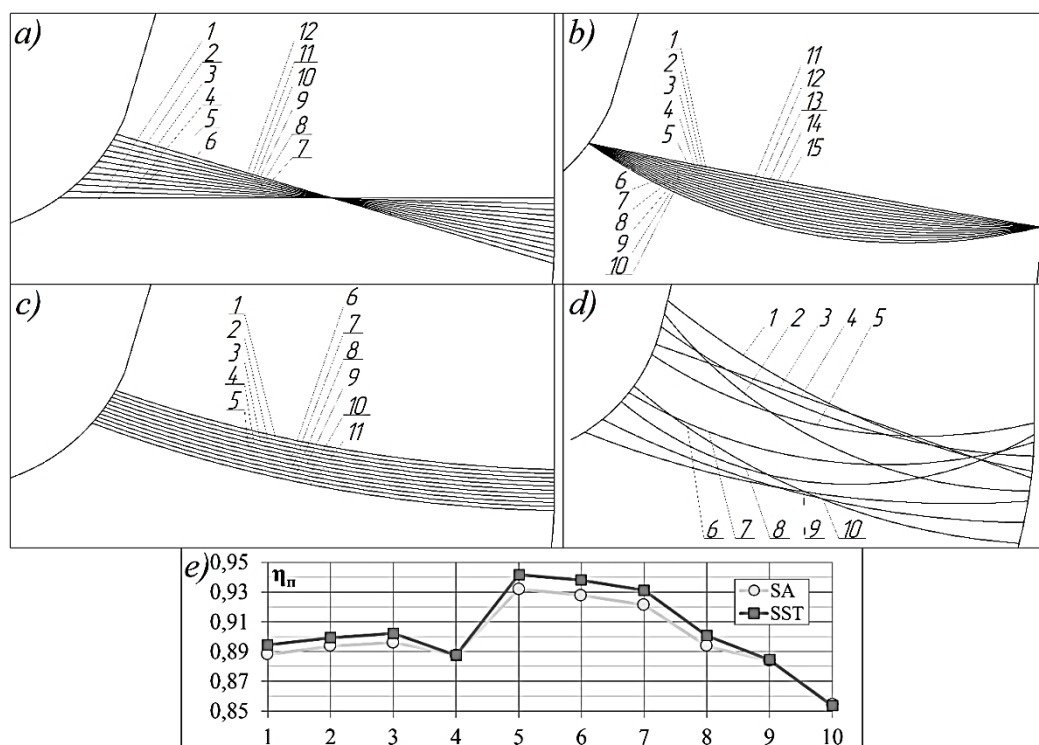


Рис. 6. Варьирование формы входной кромки лопаток рабочего колеса: а) вариации наклона кромки к осевой линии; б) скругления кромки; в) диаметр лопатки  $D_1$ ; д) случайные параметры входной кромки; е) значения эффективности для 10 вариаций случайной формы входной кромки

Fig. 6. Variation of the shape of the input edge of the impeller blades: а) variations of the meridional leading edge angle; б) the meridional radius shape of the leading edge; в) the leading edge diameter  $D_1$ ; д) a combination of leading edge parameters and corresponding calculated values of the hydraulic efficiency at the design point (е)

*Комплекс параметров входной кромки в меридиональном сечении.* Рассмотрены параметры входной кромки — диаметр  $D_1$ , угла наклона кромки к оси вращения  $\phi$  и радиуса скругления кромки  $R$ , определяющих положение и форму входной кромки в меридиональной плоскости (рис. 6, а, б, в). Также рассчитаны варианты со случайными комбинациями данных параметров (рис. 6, д), для которых на рис. 6, е приведены результаты расчета.

Эффективность рабочего колеса в большой степени зависит от оптимальности положения и формы входной кромки.

При отдельном рассмотрении влияния угла наклона лопатки к осевой линии максимум КПД достигается при угле наклона входной кромки в 10,5 градусов.

Расчет вариаций скруглений кромки показал, что исполнение входной кромки с не-

которым закруглением может дать небольшой прирост КПД (в пределах 0,2 % по результатам расчета). Локальный максимум эффективности достигается в диапазоне относительных радиусов 0,22–0,72 для данного колеса и далее КПД начинает плавно снижаться при уменьшении радиуса, что влечет за собой значительное изменение формы лопатки.

Влияние изменения диаметра входной кромки лопаток относительно невелико (около 0,3 %, согласно расчету на модели турбулентности SA). Наибольшее значение КПД по результатам расчета показала входная кромка с  $D_1/D_0 = 1,034$ . Снижение КПД при изменении диаметра  $D_1$  относительно оптимального по большей части связано с ухудшением условий обтекания.

*Входная и выходная кромки в радиальном сечении.* Рассмотрены основные варианты ис-

полнения входной и выходной кромки лопаток рабочих колес. По результатам расчета входные кромки, выполненные с симметричным скруглением, показывают наилучшие результаты. Всего было рассмотрено 10 вариаций исполнения входной кромки. Аналогично входной кромке рассмотрены варианты исполнения выходной кромки: симметрично скругленные, скругленные по одной поверхности, тупые кромки, всего 12 вариаций.

Общее влияние формы входной и выходной кромок невелико, если изначально они выполняются симметрично скругленными. Поэтому параметризация и оптимизация входной и выходной кромки, нецелесообразна.

#### Оценка и выбор оптимизационных параметров

Как оптимизационный параметр в постановке задачи диаметр втулки  $D_{вт}$  малоприменим, так как значение диаметра должно быть выбрано при начальном проектировании с учетом обеспечения жесткости вала и требуемого запаса оборотов ротора до резонансных частот.

Диаметр входа в рабочее колесо  $D_0$  при вращении около расчетного радиуса вносит

минимальный вклад в эффективность рабочего колеса (примерно  $\sim 0,2\%$ ).

Возможности же оптимизации по количеству лопаток достаточно ограничены (не более 10 % от номинального значения) в связи с обеспечением требуемой напорности колеса.

В итоге все рассмотренные параметры сведены в табл. 3. Выделены основные, наиболее значимые, и второстепенные параметры оптимизации, которыми чаще всего можно пренебречь, задав стандартные для практики значения. Для второстепенных параметров рекомендуется изначально задавать значения из стандартного диапазона [6, 7, 13 и др.]. При решении задачи оптимизации с помощью методов *CFD* также большое значение имеет выбор параметров расчетной модели, таких как: расчетная область, сеточные параметры, граничные условия, настройки решателя и т. д. Данный вопрос уже достаточно изучен на конкретных примерах и отражен в статьях [15–17].

Вклад каждого из рассмотренных параметров оценивался как по влиянию на эффективность работы РК, так и по влиянию на напор. Значение КПД исходного варианта рабочего колеса равен 92,7 %.

Таблица 3

Оценка влияния геометрических параметров рабочего колеса на его эффективность  
Evaluation of the influence of the geometrical parameters of the impeller on its efficiency

Параметр оптимизации РК	КПД <sub>min</sub> , %	Степень влияния
Средняя линия лопатки в радиальном сечении	86,3	Высокое
Линия покрывающего диск, радиус	77,7	Среднее
Линия покрывающего диск, полином	87,9	Среднее
Линия основного диска, радиус	93,1	Очень низкое
Линия основного диска, полином	93,5	Очень низкое
Комплекс параметров — образующая, диаметр, наклон к осевой линии входной кромки	85,4	Высокое
Входная кромка в радиальной плоскости	85,6	Низкое*
Выходная кромка в радиальной плоскости	93,4	Низкое
Образующая покрывающего диска в пределах межлопаточного канала.	93,3	Низкое
Входной угол лопатки в периферийном сечении	93,8	Низкое
Втулочный диаметр	93,6	-
Диаметр входа в рабочее колесо	93,6	Низкое

\*-если не рассматриваются обрезанные по диаметру кромки.



КПД<sub>min</sub> в таблице показывает, что существуют и теоретически могут оказаться использованными при проектировании неудачные значения для некоторых параметров. При оценке влияния такие варианты не учитывались.

### Заключение

Определены наиболее значимые для оптимизации геометрические параметры радиального рабочего колеса центробежного компрессора: форма лопатки в радиальной плоскости

(описывается коэффициентами  $A$  и  $B$ ), форма и положение входной кромки в меридиональной плоскости, форма скругления линии покрывающего диска (радиусное или сложное скругление). При оптимизации геометрической формы радиальных рабочих колес данные параметры могут быть рассмотрены и варьированы в первую очередь. Остальные параметры оценены как второстепенные, с помощью которых может быть проведена окончательная доводка рабочего колеса.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D., Clunet F. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range // EPJ Web of Conferences 45 (2013) 01059-P. 1–8.
- [2] Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б. Экспериментальное исследование характеристик ступени мало-размерного центробежного компрессора // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана: [электрон. журн.]. 2012. № 8. С. 491–501. DOI: 10.7463/0812.0432308
- [3] Батурин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики. Самара: СГАУ, 2013. 160 с.
- [4] Frese F., Einzinger J., Will J. Design optimization of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis (MoP) // 10th International conference of turbocharges and turbocharging 2012. London. P. 121–134.
- [5] Kozhukhov Y.V., Danilishin A.M., Yun V.K. Multi-objective optimization for impeller shroud contour, width of vane diffuser and number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 08/2015. Vol. 90 (1):012046. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012046
- [6] Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
- [7] Селезнёв К.П., Галёркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение. 1982. 271 с.
- [8] Блинов В.Л., Бродов Ю.М., Седунин В.А., Комаров О.В. Выбор параметров расчетной модели при решении задач многокритериальной оптимизации (описывается коэффициентами  $A$  и  $B$ ), форма и положение входной кромки в меридиональной плоскости, форма скругления линии покрывающего диска (радиусное или сложное скругление). При оптимизации геометрической формы радиальных рабочих колес данные параметры могут быть рассмотрены и варьированы в первую очередь. Остальные параметры оценены как второстепенные, с помощью которых может быть проведена окончательная доводка рабочего колеса.
- [9] Батурин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н., Попов Г.М., Шаблий Л.С. Методика цифрового моделирования осевых многоступенчатых турбин низкого давления с учетом неравномерного поля параметров на входе в турбину, трехмерной структуры потока в лопаточных венцах и утечек через радиальные зазоры лабиринтных уплотнений / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). Электрон. текстовые и граф. дан. (6,8 Мбайт). Самара, 2012. 1 эл. опт. диск (CD-ROM)
- [10] Неверов В.В., Кожухов Ю.В., Яблоков А.М., Лебедев А.А. Расчетная модель при численной оптимизации рабочих колес центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2016, № 4 (254). С. 45–58. DOI: 10.5862/JEST.254.6
- [11] Spalart P.R., Allmaras S.R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows: conference. USA, 1992. DOI: 10.2514/6.1992-439
- [12] Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32, is. 8. P. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149
- [13] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Савин Б.Н., Попова Е.Ю., Измайлов Р.А. Проектирование и оптимизация проточной части промышленных центробежных компрессоров с использованием ЭВМ. Л., 1990. 76 с.
- [14] Галеркин Ю.Б. Исследование, методы расчета и проектирования проточной части стационар-

ных центробежных компрессоров: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1974. 34 с.

[15] **Gibson L, Galloway L, Kim S., Spence S.** Assessment of turbulence model predictions for a centrifugal compressor simulation // Proceedings of the 1st Global Power and Propulsion Forum: GPPF 2017. The 1st Global Power and Propulsion Forum, Zurich, Switzerland, 16–18 January.

[16] **AGHAEI TOG, R. – TOUSI, A.M. – TOUTRANI, A.** Comparison of turbulence methods in CFD

analysis of compressible flows in radial turbomachines // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 2008. Vol. 80, Is. 6. P. 657–665. ISSN 1748-8842.

[17] **Карлов А.М., Куфтов А.Ф.** Отработка методики численного моделирования трехмерного вязкого течения в осерадиальном колесе центробежного компрессора в программном комплексе ANSYS CFX // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 11. С. 69–80. DOI:10.7463/1112.0465832

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КОЖУХОВ Юрий Владимирович** — кандидат технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: kozhukhov\_yv@mail.ru

**НЕВЕРОВ Владимир Валерьевич** — специалист Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: neverovpu@gmail.com

**ИВАНОВ Вячеслав Михайлович** — начальник управления правового обеспечения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: slavanw@bk.ru

**КАРТАШОВ Сергей Владимирович** — ассистент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: sergey.v.kartashov@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 05.03.2019

### REFERENCES

[1] **P. Le Sausse, P. Fabrie, D. Arnou, F. Clunet,** CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range, EPJ Web of Conferences, 45 (2013) 01059 1–8.

[2] **A.N. Arbekov, B.B. Novitskiy,** Eksperimentalnoye issledovaniye kharakteristik stupeni malorazmernogo tsentrobezhnogo kompressora, Nauka i obrazovaniye. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. Zhurn, 8 (2012) 491–501. DOI: 10.7463/0812.0432308

[3] **O.V. Baturin, D.A. Kolmakova, V.N. Matveyev,** Issledovaniye rabocheho protsessa tsentrobezhnogo kompressora s pomoshchyu chislennykh metodov gazovoy dinamiki. Samara: SGAU, 2013.

[4] **F. Frese, J. Einzinger,** Will J 2012 Design optimization of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis (MoP), 10th International conference of turbocharges and turbocharging, (2012), London, 121–134

[5] **Y.V. Kozhukhov, A.M. Danilishin, V.K. Yun,** Multi-objective optimization for impeller shroud

contour, width of vane diffuser and number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 08/2015 90(1): 012046. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012046

[6] **V.F. Ris,** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye, 1981.

[7] **K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin,** Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye. 1982.

[8] **V.L. Blinov, Yu.M. Brodov, V.A. Sedunin, O.V. Komarov,** Vybory parametrov raschetnoy modeli pri reshenii zadach mnogokriterialnoy optimizatsii ploskikh kompressornykh reshetok, Kompessornaya Tekhnika i Pnevmatika, 1 (2015) 32–36

[9] **O.V. Baturin, D.A. Kolmakova, V.N. Matveyev, G.M. Popov, L.S. Shabliy,** Metodika tsifrovogo modelirovaniya osevykh mnogostupenchatykh turbin nizkogo davleniya s uchetom neravnomernogo polya parametrov na vkhode v turbinu, trekhmernoy struktury potoka v lopatochnykh ventsakh i utechek



cherez radialnyye zazory labirintnykh uplotneniy. Minobrnauki Rossii, Samar. gos. aerokosm. un-t im. S.P. Koroleva (nats. issled. un-t). Elektron. tekstovyye i graf. dan. (6,8 Mbayt). Samara, 2012. 1 el. opt. disk (CD-ROM)

[10] **V.V. Neverov, Yu.V. Kozhukhov, A.M. Yablokov, A.A. Lebedev, Raschetnaya** model pri chislennoy optimizatsii rabochikh kolez tsentrobezhnykh kompressorov, Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki, 4 (254) (2016) 45–58. DOI: 10.5862/JEST.254.6

[11] **P.R. Spalart, S.R. Allmaras**, A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows: conference. USA, 1992. DOI: 10.2514/6.1992-439

[12] **F.R. Menter**, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, 32 (8) (1994) 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149

[13] **K.P. Seleznev, Yu. B. Galerkin, B.N. Savin, Ye.Yu. Popova, R.A. Izmaylov**, Proyektirovaniye i optimizatsiya protochnoy chasti promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov s ispolzovaniyem EVM: L., 1990.

[14] **Yu.B. Galerkin**, Issledovaniye, metody rascheta i proyektirovaniya protochnoy chasti statsionarnykh tsentrobezhnykh kompressorov: avtoref. dis. na soisk. uchen. step. dokt. tekhn. nauk. L.: LPI, 1974.

[15] **L. Gibson, L. Galloway, S. Kim, S. Spence**, Assessment of turbulence model predictions for a centrifugal compressor simulation. in Proceedings of the 1st Global Power and Propulsion Forum: GPPF 2017. The 1st Global Power and Propulsion Forum, Zurich, Switzerland, 16–18 January.

[16] **AGHAEI TOG, R. – TOUSI, A.M. – TOURANI, A.** Comparison of turbulence methods in CFD analysis of compressible flows in radial turbomachines, Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 80 (6) (2008) 657–665.

[17] **A.M. Karlov, A.F. Kuftov**, Otrabotka metodiki chislenogo modelirovaniya trekhmernogo vyazkogo techeniya v oseradialnom kolese tsentrobezhnogo kompressora v programmnom komplekse ANSYS CFX, Nauka i obrazovaniye. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn, 11 (2012) 69–80. DOI: 10.7463/1112.0465832

## THE AUTHORS

**KOZHUKHOV Yuri V.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: kozhukhov\_yv@mail.ru

**NEVEROV Vladimir V.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: neverovpu@gmail.com

**IVANOV Viacheslav M.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: slavanw@bk.ru

**KARTASHOV Sergei V.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: sergey.v.kartashov@gmail.com

Received: 05.03.2019

DOI: 10.18721/JEST.25204  
УДК 536.7; 532.5; 519.6

*Е.Е. Авдеев, С.В. Булович, Ю.А. Горский*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ УНОСА И ОСАЖДЕНИЯ КАПЕЛЬ В ДИСПЕРСНО-КОЛЬЦЕВОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ**

В работе с помощью стационарной одномерной трехжидкостной модели с равным давлением в фазах выполнен сравнительный анализ моделей уноса и осаждения капель с поверхности жидкой пленки. Анализируются предсказательные способности моделей учитывающих как чисто гидродинамический унос капель, так и пузырьковый, связанный с кипением пленки в обогреваемых каналах. Производится сравнение расчетных гидравлических характеристик двухфазного пароводяного потока с известными литературными данными: в диапазоне давлений 0,98–11,77 МПа, расходов смеси 500–3000 кг/(м<sup>2</sup>с) и массовых расходных паросодержаний 0,08–0,95 для вертикальных адиабатических каналов и давлений 2,94–10 МПа, расходов смеси 500–3000 кг/(м<sup>2</sup>с) и массовых расходных паросодержаний 0,2–0,65 для вертикальных обогреваемых каналов. По результатам анализа выявлены модели уноса и осаждения, предсказывающие рассматриваемые эксперименты наилучшим образом.

*Ключевые слова:* двухфазное пароводяное течение, дисперсно-кольцевой режим, трехжидкостная модель, унос и осаждение капель, численное моделирование

*Ссылка при цитировании:*

Е.Е. Авдеев, С.В. Булович, Ю.А. Горский/ Анализ моделей уноса и осаждения капель в дисперсно-кольцевом режиме течения // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 54–67. DOI: 10.18721/JEST.25204.

*E.E. Avdeev, S.V. Bulovich, Yu.A. Gorskiy*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **ANALYSIS OF ENTRAINMENT AND DEPOSITION MODELS IN ANNULAR DISPERSED FLOW REGIME**

A comparative analysis of entrainment and deposition models was carried out using a steady-state one-dimensional three-fluid model with equal pressure in the phases. The predictive ability of the models that take into account both purely hydrodynamic entrainment of droplets and bubble entrainment associated with film boiling in heated channels is analyzed. The calculated hydraulic characteristics of two-phase steam-water flow are compared with known literature data: in the pressure range of 0,98–11,77 MPa, mixture flow rates of 500–3000 kg/(m<sup>2</sup>s), and vapor quality of 0,08–0,95 for vertical adiabatic channels and in the pressure range of 2,94–10 MPa, mixture flow rates of 500–3000 kg/(m<sup>2</sup>s) and vapor quality of 0,2–0,65 for vertical heated channels. The results of the analysis helped find the models that predict the literature data in the best way.

*Keywords:* two-phase steam-water flow, dispersed-annular flow regime, three-fluid model, entrainment and deposition of droplets, numerical simulation.

*Citation:*

E.E. Avdeev, S.V. Bulovich, Yu.A. Gorskiy, Analysis of entrainment and deposition models in annular dispersed flow regime, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 54–67, DOI: 10.18721/JEST.25204.





**Введение.** Пароводяные среды встречаются в различном теплоэнергетическом оборудовании и в особенности часто в теплообменных установках, применяющихся на атомных электростанциях, безопасность которых исключительно важна. Поэтому совершенствование методик расчетов переходных и аварийных режимов работы АЭС является актуальной проблемой, а страны, развивающие атомную теплоэнергетику, также развивают и теплогидравлические расчетные коды: КОРСАР, БАГИРА (Россия), TRAC, RELAP (США), CATHARE (Франция), ATHLET (Германия), SPACE (Корея) и др.

Подходы к моделированию двухфазного пароводяного потока могут отличаться как способом описания дискретной фазы, так и полнотой учета неравновесности значений разыскиваемых функций. Однако наибольшее распространение получил подход, основанный на модели взаимопроникающих континуумов с общим давлением фаз. В указанном подходе каждая из фаз («жидкостей»), в том числе и дискретная, представлена потоком этой «жидкости» и в общем случае имеет свои скорость, температуру и истинную объемную долю. При этом различают два подхода к моделированию количества рассматриваемых «жидкостей»: двухжидкостное и трехжидкостное приближения.

Двухжидкостное приближение было хронологически первым в истории развития теплогидравлических расчетных кодов. В двухфазном пароводяном потоке оно математически учитывает течение двух взаимопроникающих потоков, а каких именно, определяется в зависимости от рассматриваемого режима течения. В целом такой подход до сих пор правомерен при расчете режимов, когда двухфазный поток строго определяется не более чем двумя жидкостями: однофазное течение, пузырьковый, снарядный, дисперсный и расслоенный режимы течения. Однако в дисперсно-кольцевом режиме, имеющем широкое приложение в реальной практике и, соответствен-

но, часто встречающемся в литературе [1–9], двухжидкостной подход не предпочтителен.

Хотя существуют модификации двухжидкостного подхода, позволяющие учесть и дисперсно-кольцевой режим. Так, например, в [10] описан подход, где при помощи алгебраического соотношения из общего количества жидкой фазы выделяют доли, приходящиеся на капли и пленку, при этом схематично разделяя скорости движения и температуру. Однако в нем двухжидкостной подход начинает испытывать определенные трудности, связанные как с ухудшением точности расчетов, так и с нарушением численной устойчивости. Численная неустойчивость при двухжидкостном подходе особенно сильно проявляется при переходе от дисперсно-кольцевого режима течения к дисперсному, когда уравнения, «обслуживающие» пленку в дисперсно-кольцевом режиме, в дисперсном режиме скачком переходят к обслуживанию капель.

Проблема численной неустойчивости при смене режимов течения двухфазного потока решается заменой двухжидкостного подхода на трехжидкостной, когда каждый набор из трех уравнений сохранения обслуживает свою жидкость на протяжении всей карты режимов. Переход от описания двух жидкостей к трем позволяет построить более полную физическую модель двухфазного потока, неравновесную по скоростям и температурам рассматриваемых жидкостей. Таким образом, трехжидкостная модель представляет собой более подробное представление двухфазного потока, а потому зачастую используется в реальной практике [11–18].

Тем не менее при описании дисперсно-кольцевого потока при переходе от двух- к трехжидкостной модели возникает вопрос о правомерности использования тех или иных замыкающих соотношений, которые описывают обмен массой, импульсом и энергией между фазами (жидкостями), и представляют собой корреляции, полученные эмпирическим или полуэмпирическим путем. При этом зави-

симости, описывающие обмен импульсом и энергией, остаются прежними, так как интерфейсы пар–капли и пар–жидкая пленка, через которые и происходит обмен, не изменяются при переходе от двух жидкостей к трем.

Однако аналогичной полной преемственности у моделей уноса и осаждения капель с поверхности жидкой пленки нет. В двухжидкостном приближении одним из необходимых условий замыкания системы является равенство скоростей уноса и осаждения капель, то есть, другими словами, существование равновесного режима, который в действительности реализуется далеко не всегда и от которого позволяет отойти трехжидкостная формулировка. В этом смысле трехжидкостное приближение более корректно, поскольку позволяет учесть неравновесность процессов уноса и осаждения.

Цель работы – проведение сравнительного анализа различных корреляций для уноса и осаждения капель с поверхности жидкой пленки с помощью трехжидкостного кода с целью выявить те модели, которые имеют преобладающее преимущество в своей способности предсказывать параметры пароводяного потока в адиабатических и в обогреваемых каналах.

## Методы и подходы

### Решаемая система уравнений

Для оценки пригодности имеющихся в литературе корреляционных зависимостей по скорости уносу и осаждению капель была разработана стационарная одномерная трехжидкостная модель течения дисперсно-кольцевого парожидкостного потока. Соответственно, решаемая система уравнений состоит из девяти дифференциальных уравнений балансов массы (1)–(3), импульса (4)–(6) и энергии (7)–(9) для каждой из трех жидкостей:

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_v\rho_vW_v)=m_{dv}+m_{fv}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_d\rho_dW_d)=-m_{dv}-\Pi_{if}(S_d-S_e), \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_f\rho_fW_f)=-m_{fv}+\Pi_{if}(S_d-S_e), \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_v\rho_vW_v^2)+\bar{\varphi}_v\bar{A}\frac{\partial P}{\partial z}=m_{dv}(W_{di}-W_v)+ \quad (4)$$

$$+m_{fv}(W_{fi}-W_v)-\Pi_{if}\tau_{vf}-\Pi_{id}\tau_{vd}+A\varphi_v\rho_vg_z,$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_d\rho_dW_d^2)+\bar{\varphi}_d\bar{A}\frac{\partial P}{\partial z}=-m_{dv}(W_{fi}-W_v)+ \quad (5)$$

$$+\Pi_{id}\tau_{vd}+A\varphi_d\rho_dg_z-\Pi_{if}(S_dW_d-S_eW_f),$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_f\rho_fW_f^2)+\bar{\varphi}_f\bar{A}\frac{\partial P}{\partial z}=$$

$$=-m_{fv}(W_{fi}-W_v)-\Pi_{wf}\tau_{wf}+\Pi_{if}\tau_{vf}+ \quad (6)$$

$$+A\varphi_f\rho_fg_z+\Pi_{if}(S_dW_d-S_eW_f),$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_v\rho_vW_vH_v)=\alpha_{vd}\Pi_{id}(T_s-T_v)+$$

$$+\left(h_{vi}+\frac{W_{di}^2}{2}\right)m_{dv}+\alpha_{vf}\Pi_{if}(T_s-T_v)+ \quad (7)$$

$$+\left(h_{vi}+\frac{W_{fi}^2}{2}\right)m_{fv},$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_d\rho_dW_dH_d)=\alpha_{dv}\Pi_{id}(T_s-T_d)-$$

$$-\left(h_{di}+\frac{W_{di}^2}{2}\right)m_{dv}-\Pi_{if}(S_dH_d-S_eH_f), \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(A\varphi_f\rho_fW_fH_f)=\alpha_{fv}\Pi_{if}(T_s-T_f)-$$

$$-\left(h_{fi}+\frac{W_{fi}^2}{2}\right)m_{fv}+\Pi_{if}(S_dH_d-S_eH_f)+ \quad (9)$$

$$+q_{wf}^*\Pi_{fw}-q_{wfi}^*\Pi_{fw},$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>;  $\varphi_p$  – истинная объемная доля;  $\rho_p$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $W_p$  – скорость, м/с;  $h_p$ ,  $H_p$  – удельная энтальпия и полная удельная энтальпии, Дж/кг;  $T_p$  – температура  $p$ -ой жидкости, К;  $T_s$  – температура насыщения, К;  $\Pi_p$  – периметр межфазной поверхности для  $p$ -ой жидкости ( $p = d, f$ ), м;  $S_e$ ,  $S_d$  – скорости уноса и осаждения капель с поверхности жидкой пленки, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $\alpha_{pv}$ ,  $\alpha_{vp}$  – коэффициент теплоотдачи от жидкости к межфазной поверхности и от



пара к межфазной поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $m_{dv}$ ,  $m_{fv}$  – источники массы, описывающие фазовый переход, кг/(м·с);  $q_{wf}^*$ ,  $q_{wfi}^*$  – тепловой поток от стенки канала к жидкой пленке и его часть, идущая непосредственно на генерацию пара, Вт/м<sup>2</sup>;  $W_{pi}$  – скорость межфазной поверхности для  $p$ -ой жидкости, м/с.

Рассматриваемая система уравнений сводится к матричной записи и решается методом Гаусса. В предшествующей работе [19] было проведено начальное тестирование описанной модели и показана работоспособность маршевого алгоритма, в ней же представлены подробности численной схемы.

### Замыкающие соотношения

Коэффициенты трения, площади межфазных поверхностей, диаметр капель и способ расчета источников массы фазового перехода не изменялись и считались согласно [19].

Используемая модель фазового перехода предполагает наличие различных коэффициентов теплоотдачи по разные стороны от межфазной поверхности. Соответственно, коэффициенты теплоотдачи со стороны пара к жидкостям записываются [20]:

$$\alpha_{vd} = \frac{\lambda_v}{D_d} (2 + 0,6 \text{Re}_{vd}^{0,5} \text{Pr}_v^{0,33}), \quad (10)$$

$$\alpha_{vf} = \frac{\lambda_v}{(D - 2\delta)} \max(4; 0,023 \text{Re}_{vf}^{0,8} \text{Pr}_v^{0,4}), \quad (11)$$

$$\text{где } \text{Re}_{vd} = \frac{\rho_v |W_v - W_d| D_d}{\mu_v}; \text{Re}_{vf} = \frac{\rho_v |W_v - W_f| (D - 2\delta)}{\mu_v}.$$

Коэффициенты теплоотдачи со стороны жидких фаз (капель и жидкой пленки) [10, 20]:

$$\alpha_{dv} = \frac{\lambda_v}{D_d} (2 + 0,6 \text{Re}_{dv}^{0,5} \text{Pr}_d^{0,33}), \quad (12)$$

$$\alpha_{fv} = \frac{\lambda_v}{2\delta} \max(4; 0,023 \text{Re}_{fv}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4}), \quad (13)$$

$$\text{где } \text{Re}_{dv} = \frac{\rho_d |W_v - W_d| D_d}{\mu_d}; \text{Re}_{fv} = \frac{\rho_f |W_v - W_f| 2\delta}{\mu_f}.$$

### Модели гидродинамического уноса и осаждения

Были проанализированы 13 моделей – вариантов замыкающих соотношений для уноса и осаждения капель. Данные расчетов по этим моделям сравнивались с результатами экспериментов для течения дисперсно-кольцевого потока в адиабатической круглой трубе. Часть из них представляют собой самодостаточные модели, когда автор в своей работе представлял обе корреляции: для скорости уноса и скорости осаждения. В другой части используемых работ представлены только одна корреляция (для уноса или для осаждения). В таких случаях известная корреляция уноса или осаждения дополнялась, соответственно, известной по другой работе корреляцией осаждения (или уноса) с целью построения завершённой модели.

Список полученных моделей представлен ниже. Каждой из рассмотренных моделей присвоен номер, под которым результаты, соответствующие этой модели, отображены на рис. 1. Каждая из моделей определяет скорость уноса ( $S_e$ , кг/(м<sup>2</sup>·с)) и осаждения ( $S_d$ , кг/(м<sup>2</sup>·с)). Большинство из представленных корреляций для осаждения зависят от концентрации ка-

$$\text{пель } C = \frac{\Phi_d \rho_d}{\Phi_v + \Phi_d}, \text{ кг/м}^3.$$

1) Модель Суговары [21]:

$$S_d = 9 \cdot 10^{-3} W_v \left( \frac{C}{\rho_v} \right)^{-0,5} \text{Re}_v^{-0,2} S_c^{-2/3} C, \quad (14)$$

где  $\text{Re}_v = \frac{\rho_v W_v \Phi_v D}{\mu_v}$ . Число Шмидта высчитывается из соотношения Льюиса:  $Le = \frac{Sc}{Pr} = 1$ .

$$S_e = 1,07 \cdot \frac{W_v \mu_f \tau_{fv}}{\sigma^2} \left( \frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0,4} \times \quad (15)$$

$$\times \begin{cases} k_s, \text{Re}_v > 10^5 \\ k_s [2,136 \lg(\text{Re}_v) - 9,68], \text{Re} < 10^5 \end{cases}$$

где  $k_s = 0,57\delta + 21,73 \cdot 10^3 \delta^2 - 38,3 \cdot 10^6 \delta^3 + 55,68 \times 10^9 \delta^4$ ;  $\delta$  – средняя толщина жидкой пленки.

2) Модель Гована–Хьюита [22]:

$$S_d = \begin{cases} 0,18153 \left( \frac{\sigma}{\rho_v D} \right)^{0,5} C; \frac{C}{\rho_v} < 0,3, \\ 0,083 \left( \frac{\sigma}{\rho_v D} \right)^{0,5} C \left( \frac{\rho_v}{C} \right)^{0,65}; \frac{C}{\rho_v} \geq 0,3, \end{cases} \quad (16)$$

$$S_e = \begin{cases} \left( (\rho W)_v 5,75 \cdot 10^{-5} \left[ ((\rho W)_f - (\rho W)_{fcrit})^2 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \frac{D \rho_f}{\sigma \rho_v^2} \right]^{0,316}, (\rho W)_f > (\rho W)_{fcrit} \right. \\ \left. 0; (\rho W)_f < (\rho W)_{fcrit}, \right. \end{cases} \quad (17)$$

$$\text{где } (\rho W)_{fcrit} = \frac{\mu_f}{D} \exp \left( 5,8504 + 0,4249 \frac{\mu_v}{\mu_f} \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_v}} \right) -$$

критический расход пленки, начиная с которого существует гидродинамический унос;  $(\rho W)_v = \phi_v \rho_v W_v$  – расход пара;  $(\rho W)_f = \phi_f \rho_f W_f$  – расход пленки.

3) Модификация модели Суговары в работе Пенга [23]:

$$S_e = 1,07 \cdot \frac{W_v \mu_f \tau_{fv}}{\sigma^2} \left( \frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0,4} \times \begin{cases} k_s, \text{ Re}_v > 10^5 \\ k_s [2,136 \lg(\text{Re}_v) - 9,68], \text{ Re} < 10^5 \end{cases} \quad (18)$$

$$\text{где } k_s = 0,57\delta + 21,73 \cdot 10^3 \delta^2 - 38,3 \cdot 10^6 \delta^3 + 55,68 \times 10^9 \delta^4; \text{ Re}_v = \frac{\rho_v W_v \phi_v D}{\mu_v}.$$

$$S_d = 5 \cdot 10^{-3} \left( \frac{W_v}{\text{Re}_v^{0,2} \text{Pr}^{2/3}} \right) \left( \frac{C}{\rho_v} \right)^{-0,5} \left( \frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0,2} C. \quad (19)$$

4) Осаждение из работы Палеева [24], унос из модели Суговары (15):

$$S_d = 0,022 W_v \text{Re}_v^{-0,25} \left( \frac{C}{\rho_v} \right)^{-0,26} C. \quad (20)$$

5) Осаждение Хьюита [25], унос по модели Суговары (15)

$$S_d = 87 \left( \frac{\tau_{fv}}{C} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_f^2}{D \sigma \rho_f} \right)^{0,5}. \quad (21)$$

6) Унос Стевановича [26], Осаждение по модели Гована–Хьюита (17)

$$S_e = 1,1 \cdot 10^4 \delta^{2,25} \rho_f. \quad (22)$$

7) Унос и осаждение, представленные в работе Нигматулина [27]

$$S_d = 0,1 \phi_d^{-0,16} \text{Re}_v^{-0,12} \cdot \begin{cases} F^{0,5}; F \leq 1 \\ F; F > 1 \end{cases}, \quad (23)$$

$$\text{где } F = 0,16 \left( \frac{\sigma}{W_v \mu_v} \right) \left( \frac{\mu_v}{\mu_f} \right)^{0,5} \left( \frac{\rho_v}{\rho_f} \right)^{0,26}; \text{ Re}_v = \frac{\rho_v W_v D}{\mu_v}.$$

$$S_e = \frac{A \phi_f \rho_f W_f}{\pi D} \begin{cases} 0; We_{vf} < We_{vf}^* \\ 91 \frac{We_{vf}}{\text{Re}_f} \left( \frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0,5}; We_{vf} > We_{vf}^* \end{cases}, \quad (24)$$

где число Вебера и критическое число Вебера считаются соответственно:  $We_{vf} = \frac{\rho_v W_v^2 \delta}{\sigma}$ ;

$$We_{vf}^* = \left( \frac{\mu_f}{\mu_v} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_f} \right)^{0,5} \cdot \begin{cases} 2,5 \cdot 10^{-3} \text{Re}_f^{0,2}; \text{Re}_f \leq 300 \\ 2,8 \cdot 10^{-5} \text{Re}_f; \text{Re}_f > 300 \end{cases};$$

$$\text{Re}_f = \frac{\rho_f W_f \delta}{\mu_f}.$$

8) Унос из работы Уеды [28], осаждение по модели Гована–Хьюита (17):

$$S_e = \begin{cases} 3,54 \cdot 10^{-3} \chi^{0,57}; \chi \geq 120 \\ 0; \chi < 120 \end{cases}, \quad (25)$$

$$\text{где } \chi = \frac{\tau_{vf}}{\sigma} \left( \frac{9 W_f}{\sigma} \right)^{0,6}; \vartheta = 1 - \left( 1 - \frac{2\delta}{D} \right)^2.$$

9) Осаждение Палеева [24], Унос по модели Гована–Хьюита (17):

$$S_d = 0,022 W_v \text{Re}_v^{-0,25} \left( \frac{C}{\rho_v} \right)^{-0,26} C. \quad (26)$$

10) Модифицированная модель Гована–Хьюита [10]:

$$S_d = \begin{cases} 0,18153 \left( \frac{\sigma}{\rho_v D} \right)^{0,5} C; \frac{C}{\rho_v} < 0,3 \\ 0,083 \left( \frac{\sigma}{\rho_v D} \right)^{0,5} C \left( \frac{\rho_v}{C} \right)^{0,65}; \frac{C}{\rho_v} \geq 0,3 \end{cases}, \quad (27)$$

$$S_e = \begin{cases} (\rho W)_v 5,75 \cdot 10^{-5} \cdot a \left[ (\rho W)_f - (\rho W)_{f_{crit}} \right]^2 \times \\ \times \left[ \frac{D \rho_f}{\sigma \rho_v^2} \right]^b, & (\rho W)_f > (\rho W)_{f_{crit}} \\ 0; & (\rho W)_f < (\rho W)_{f_{crit}}, \end{cases} \quad (28)$$

где  $a = 0,18 + 0,82 \exp\left(-150 \frac{\rho_v}{\rho_f}\right)$ ;  $b = 0,316 + 1,25 \times \left(\frac{\rho_v}{\rho_f}\right)^{0,6}$ , а расходы пара  $(\rho W)_v$  и пленки  $(\rho W)_f$  считаются по формулам модели Гована-Хьюита.

11) Унос из работы Бертодано [29] и осаждение по модели Гована-Хьюита (17):

$$S_e = \begin{cases} \frac{\mu_f}{D} 4,47 \cdot 10^{-7} \left( We_{Dv} \left( \frac{\rho_f - \rho_v}{\rho_v} \right) \times \right. \\ \times \left. \left( Re_f - Re_f^* \right)^{0,925} \left( \frac{\mu_v}{\mu_f} \right)^{0,26} \right); & Re_f \geq Re_f^*, \\ 0; & Re_f < Re_f^*, \end{cases} \quad (29)$$

где  $We_{Dv} = \frac{\rho_v W_v^2 D}{\sigma}$  – число Вебера по пару;

$Re_f^* = 80$  – критическое число Рейнольдса;

$$Re_f = \frac{\phi_f D \rho_f W_f}{\mu_f}.$$

12) Унос по модели Нигматулина [30] и осаждение по модели Гована-Хьюита (17):

$$S_e = \begin{cases} \frac{\mu_f}{\pi D (1 - \phi_f)^{0,5}} 0,55 \left( \frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0,5} \frac{(We_{\delta i} - We_{\delta i}^*)}{\Omega_f^{0,7}}; \\ We_{\delta i} \geq We_{\delta i}^*, \\ 0; & We_{\delta i} < We_{\delta i}^*, \end{cases} \quad (30)$$

где  $\Omega_f = \mu_f \left( \frac{g}{\rho_f \sigma^3} \right)^{0,25}$ . Число Вебера и его критическое значение считаются соответственно:

$$We_{\delta i} = \frac{\tau_{fv} \delta}{\sigma}, \quad (31)$$

$$\frac{We_{\delta i}^*}{\left( \frac{\mu_f}{\mu_v} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_f} \right)^{0,5}} = \begin{cases} 2,5 \cdot 10^{-3} \left( \frac{Re_f}{4} \right)^{0,2}; \\ Re_f < 1200, \\ 0,7 \cdot 10^{-5} Re_f; & Re_f \geq 1200, \end{cases} \quad (32)$$

$$\text{где } Re_f = \frac{\phi_f D \rho_f W_f}{\mu_f}.$$

13) Унос из работы Алиппченкова [31] и осаждение по модели Гована-Хьюита (17):

$$S_e = \begin{cases} 0,023 (\rho_f \tau_{fv})^{0,5} (We_{\delta i} - We_{\delta i}^*); \\ We_{\delta i} \geq We_{\delta i}^*, \\ 0; & We_{\delta i} < We_{\delta i}^*, \end{cases} \quad (33)$$

$We_{\delta i}$  и  $We_{\delta i}^*$  рассчитываются так же, как и в предыдущем случае (38)–(39).

### Модели уноса и осаждения капель с учетом пузырькового уноса

Концентрация капель  $C$  рассчитывается аналогично  $C = \frac{\phi_d \rho_d}{\phi_v + \phi_d}$ .

1) Контрольная модель, учитывающая только гидродинамический унос – модифицированная модель Гована-Хьюита (27)–(28).

2) Комбинация моделей Уеды [32], учитывающей пузырьковый унос, и модифицированной модели Гована-Хьюита. Унос выбирается по преобладающему механизму, осаждение считается по формуле (27).

$$S_e = \max(S_{eh}, S_{eq}), \quad (34)$$

$$S_{eq} = 4,77 \cdot 10^2 \left( \frac{q_{wfi}^*}{\Delta h_s} \right)^{2,5} \left[ \frac{\delta}{\sigma \rho_v} \right]^{0,75}, \quad (35)$$

где  $\Delta h_s$  – теплота фазового перехода;  $S_{eh}$  – рассчитывается по (28);  $S_d$  – по (27).

3) Представленная в работе Джаянти [20] модель, дополнительно учитывающая ингибирование осаждения за счет потока пара, вызванного испарением. Гидродинамический унос в этом случае считается по (28).

$$S_e = \max(S_{eh}, S_{eq}), \quad (36)$$

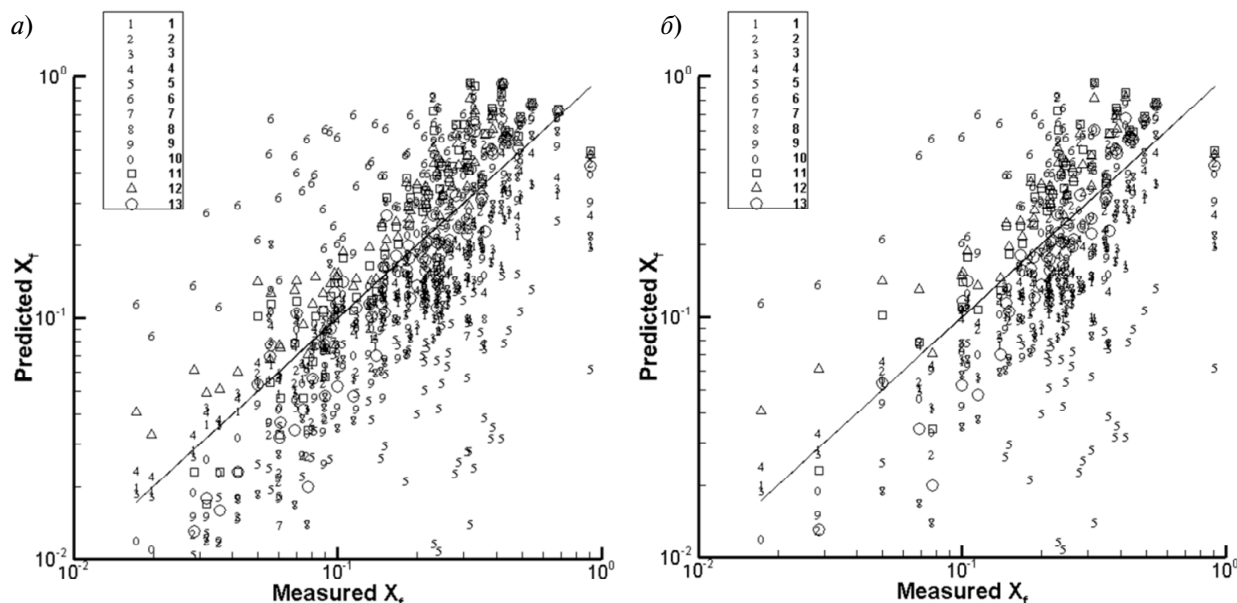


Рис. 1. Соотношение расчетной и экспериментальной расходной доли пленки ( $X_f$ ) для диапазона давлений 2–10 МПа (а) и 5–10 МПа (б)

Fig. 1. The ratio of the calculated and experimental film consumption ratio ( $X_f$ ) for a pressure range of 2–10 MPa (a) and 5–10 MPa (b)

$$S_{eq} = 4,77 \cdot 10^2 \left( \frac{q_{wfi}^*}{\Delta h_s} \right)^{2,5} \left[ \frac{\delta}{\sigma \rho_v} \right]^{0,75}, \quad (37)$$

$$S_d = C \cdot \max((k_d - k_q); 0), \quad (38)$$

$$k_d = \begin{cases} 0,18153 \left( \frac{\sigma}{\rho_v D} \right)^{0,5} ; \frac{C}{\rho_v} < 0,3, \\ 0,083 \left( \frac{\sigma}{\rho_v D} \right)^{0,5} \left( \frac{\rho_v}{C} \right)^{0,65} ; \frac{C}{\rho_v} \geq 0,3, \end{cases} \quad (39)$$

$$k_q = \frac{1}{\sqrt{\alpha_d + \alpha_v} \cdot 0,065 \rho_f} \frac{m_{fv}}{\Pi_{if}}. \quad (40)$$

### Результаты расчетов и их обсуждение Расчеты течения в адиабатическом канале

В целях валидации и сравнительных оценок замыкающих соотношений по гидродинамическому уносу и осаждению капель на пленку, были рассчитаны режимы течения двухфазного дисперсно-кольцевого потока в адиабатическом канале, соответствующие экспериментам

из работ Рачкова и Вюртца. В работе Рачкова<sup>1</sup> рассматривалось течение в круглой трубе диаметром 13,3 мм и длиной 3 м, в диапазоне давлений 0,98–11,77 МПа, расходов смеси 500–2000 кг/(м<sup>2</sup>·с), массовых расходных паросодержаний 0,25–0,95. В экспериментах Вюртца [33] исследовалось течение двухфазного пароводяного потока в круглой трубе диаметром 10 мм, длиной 9 м, в диапазоне давлений 3–9 МПа, расходов смеси 500–3000 кг/(м<sup>2</sup>·с), массовых расходных паросодержаний 0,08–0,7.

Результаты расчетов представлены на рис. 1 (а, б) в виде соотношения расчетной и экспериментальной массовой расходной доли пленки  $X_f$ . На рисунках номер символа в легенде соответствует номеру варианта замыкающих соотношений для гидродинамического уноса и осаждения капель, под которым они были описаны выше.

<sup>1</sup> Рачков В.И. Экспериментальное исследование процессов влагообмена при течении пароводяных дисперсно-кольцевых потоков: дис. ... канд. техн. наук, 1978.





Таблица 1

Осредненные по всем экспериментам модули относительных отклонений  $X_f$ , %Averaged over all experiments, the modules of the relative deviations of  $X_f$ , %

Р, МПа	Номер модели гидродинамического уноса и осаждения												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1–10	32,8	33,4	31,5	22,8	53,6	121	42,1	33,8	33,7	21,5	39,1	33,9	29,6
5–10	37,7	34,7	37,9	24,5	63,7	118	39,2	36,2	34,8	21,6	45,6	41,1	26,7

Таблица 2

Осредненные по всем экспериментам модули относительных отклонений массовой расходной доли пленки в зависимости от удаления от начала канала для различных моделей уноса / осаждения капель

Averaged over all experiments, the modules of the relative deviations of the mass expenditure share of the film, depending on the distance from the beginning of the channel for various models of entrainment / deposition of droplets

№ модели	Координата отбора пленки, мм							
	90	155	255	385	515	605	1665	2320
1	10,9	15,1	20,7	25,9	28,8	27,5	32,3	29,6
2	3,4	6,3	9,8	13,7	16,9	19,8	32,0	33,4
3	10,8	14,9	20,4	25,2	27,6	25,9	29,8	28,4
4	10,7	14,7	19,9	24,4	26,6	24,6	25,4	25,4
5	11,3	16,0	22,6	29,3	33,8	34,4	55,6	60,2
6	12,2	20,8	31,6	44,7	58,7	76,2	174,1	236,6
7	8,4	13,0	19,2	25,9	30,4	34,5	55,1	61,9
8	7,0	10,9	16,0	21,6	25,4	28,8	45,9	51,6
9	3,0	5,7	9,6	14,1	18,1	20,6	38,6	42,2
10	4,8	7,5	10,3	12,7	13,8	15,5	19,7	20,5
11	5,4	9,6	13,7	17,1	20,9	25,9	39,8	45,4
12	3,8	7,3	10,6	13,7	17,8	25,4	41,3	52,7
13	13,1	16,6	20,6	24,6	26,8	26,0	29,0	28,1

Из всего рассчитанного диапазона давлений (рис. 1, а) были выделены результаты для диапазона давлений 5–10 МПа, являющегося более близким к давлениям в парогенераторах АЭС. Для численной оценки качества прогноза на основе того или иного набора замыкающих соотношений для уноса и осаждения капель с поверхности жидкой пленки в табл. 1 представлены осредненные по всем вариантам модули относительных отклонений в %:

Как видно из табл. 1, для случая всего диапазона давлений наиболее точно предсказывает расходы в пленке модель под номером 10 (модифицированная модель Гована-Хьюита). Почти

так же на всем диапазоне давлений предсказывает модель под номером 4 (Палеев и Сугоvara).

В случае же рабочего диапазона давлений 5–10 МПа, лучше всего предсказывает 10 – ая модель. Модель 4 имеет меньшую точность: в среднем его данные отличаются от результатов по модели 10 примерно на 3 %. Точность остальных моделей уноса и осаждения (номера 1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 12 и 13) в обоих случаях заметно ниже.

С целью проверки предположения о том, что отклонение расчетной массовой расходной доли пленки от экспериментальной увеличивается по длине канала, в табл. 2 представлены осредненные по всем вариантам модули отно-

сительных отклонений массовой расходной доли пленки:

Как видно из табл. 2, в целом относительное отклонение расчета от эксперимента по длине канала только увеличивается для всех представленных наборов замыкающих соотношений, описывающих гидродинамический унос и осаждения капель на поверхности жидкой пленки.

При проведении расчетов и анализе результатов было обнаружено, что существуют случаи, когда модель 10 уступает той или иной модели уноса/осаждения. Чтобы выявить диапазон начальных условий, в которых другие модели могут иметь преимущество над 10-й моделью, рассчитаем 12 выбранных экспериментов Рачкова для диапазона давлений 2,94–9,81 и разных расходов смеси (порядка 500, 1000 и 1500 кг/(м<sup>2</sup>·с)).

Рассмотрим зависимости массового расходного содержания пленки от изменения давления и расходов. В табл. 3 представлены результаты расчетов, где в ячейках таблицы при согласованности условий по расходам и давлениям представлены номера моделей, имеющие лучшую точность в каждом конкретном случае.

Таблица 3

**Номер модели уноса/осаждения с наименьшим отклонением**

**Model number of entrainment / precipitation with the smallest deviation**

Расход смеси, кг/(м <sup>2</sup> ·с)	Давление, МПа			
	2,94	4,9	6,87	9,81
500	2	4	2	10
1000	7	10	9	9
1500	10	7	10	11

Как видно из табл. 3, систематического преимущества той или иной модели уноса/осаждения в зависимости от условий течения не наблюдается.

### Расчеты течения в обогреваемом канале

Для проверки замыкающих соотношений, учитывающих пузырьковый унос, были рассчитаны эксперименты из двух литературных источников. Первый – диссертация Рачкова, в которой рассматриваются течения двухфазного пароводяного дисперсно-кольцевого потока в вертикальной круглой обогреваемой трубе с внутренним диаметром 13,1 мм, длиной 1,5 м и длиной обогреваемого участка 0,66 м. Диапазон давлений 2,94–9,81 МПа, расходов смеси 500–2000 кг/(м<sup>2</sup>·с) и массовых расходных паросодержаний 0,2–0,65. Второй – статья Милашенко [34], в которой рассматриваются течения дисперсно-кольцевого потока в круглой обогреваемой трубе диаметром 13,1 мм, с длиной рабочего участка 1,033 и 0,18 м и обогреваемой длиной, соответственно, 1 и 0,15 м. Диапазон давлений 7–10 МПа, расходов смеси 1500–3000 кг/(м<sup>2</sup>·с) и массовых расходных паросодержаний 0,23–0,33. В обеих сериях экспериментов авторы ступенчато увеличивают тепловую нагрузку, фиксируя расход пленки на выходе из рабочего участка, до тех пор, пока измеряемый расход в пленке не станет минимальным (т. е. в экспериментах реализуются случаи близости к точке высыхания). Зависимость рассчитанных массовых расходных долей пленки  $X_f$  от экспериментальных не позволяет проанализировать результаты для всех экспериментальных точек по той причине, что в некоторых случаях (в случае близости к точке высыхания в эксперименте) некоторые из моделей предсказывают высыхание еще до конца канала. Чтобы использовать данные экспериментов при высоких тепловых нагрузках, высчитывалась точка по продольной координате  $z_{pred}$ , в которой расход пленки в расчете соответствовал расходу пленки в конце канала в эксперименте. Зная длину канала в эксперименте  $z_{exp}$  можно вывести разницу координат  $\Delta z_{pred} = z_{pred} - z_{exp}$ , которая позволит оценить точность рассматриваемых



корреляций. Так как возможны случаи недопредсказания уноса, то расчетная длина канала была увеличена 5 м. На рис. 2 представлены результаты таких расчетов в виде зависимостей  $\Delta z_{pred}$  от экспериментального массового расходного содержания пленки в конце канала (Measured  $X_f$ ). Номер точки в легенде соответствует номеру модели в списке моделей, учитывающих пузырьковый унос.

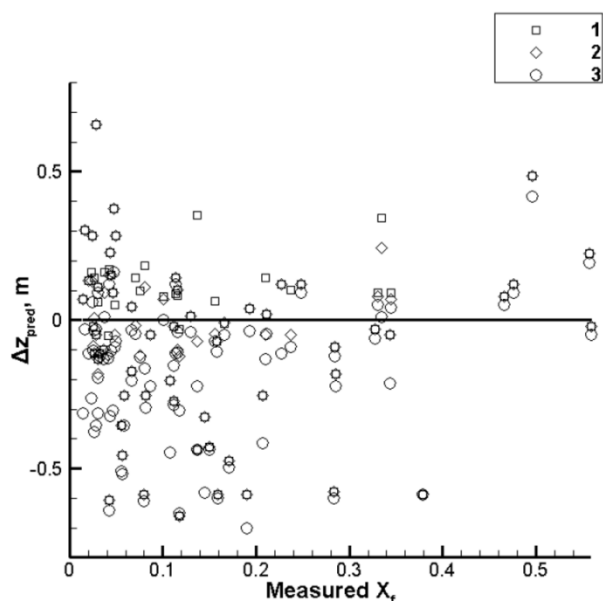


Рис. 2. Зависимость разницы координат, в которой наблюдается экспериментальный уровень расхода в пленке ( $\Delta z_{pred}$ ) от экспериментальной расходной доли пленки в конце канала (Measured  $X_f$ )

Fig. 2. Dependence of the difference of coordinates, in which the experimental flow rate in the film ( $\Delta z_{pred}$ ) is observed from the experimental film flow rate at the end of the channel (Measured  $X_f$ )

Чтобы проанализировать точность рассматриваемых моделей уноса и осаждения были рассчитаны средние квадратичные отклонения для всех экспериментальных точек и для точек, близких к высыханию (экспериментальное расходное содержание пленки ( $X_f$ ) в конце канала меньше 0,05). Результаты представлены в табл. 4:

Таблица 4

Среднеквадратичные отклонения расчетной координаты  $z_{pred}$  от экспериментальной, м

Standard deviations of the calculated coordinate  $z_{pred}$  from the experimental, m

	Номер модели уноса/осаждения		
	1	2	3
Все эксп.	0,273	0,267	0,291
Эксп. $X_f < 0,05$	0,244	0,243	0,231

По представленным результатам (рис. 2 и табл. 4) видно, что модели, учитывающие влияние теплового потока на унос в случаях близких к высыханию пленки предсказывают ее расход немного лучше, чем модели, не учитывающие этот эффект. При этом расчет с учетом влияния потока испарения на осаждение (модель номер 3) показал себя хуже, чем, если не учитывать этот эффект (номер 2) в целом, но предсказывает немного лучше в случае тепловых потоков, близких к критическим.

### Закключение

В данной работе с помощью стационарной одномерной трехжидкостной модели был проведен сравнительный анализ корреляций, описывающих унос и осаждение капель как чисто гидродинамического процесса уноса / осаждения, так и пузырькового.

Используемые литературные экспериментальные данные в случае течения в адиабатических каналах описывают течение двухфазного пароводяного дисперсно-кольцевого потока в диапазоне давлений 0,98–11,77 МПа, расходов смеси 500–3000 кг/(м<sup>2</sup>·с) и массовых расходных паросодержаний 0,08–0,95. На их основе было обнаружено, что наилучшим образом предсказывает рассматриваемые литературные данные модель под номером 10 (Модифицированная модель Гована-Хьюита).

При расчете течения дисперсно-кольцевого потока в вертикальных обогреваемых

каналах используемые литературные данные покрывают диапазон давлений 2,94–10 МПа, расходов смеси 500 – 3000 кг/(м<sup>2</sup>·с) и массовых расходных паросодержаний 0,2–0,65. Было обнаружено, что модели, учитывающие пузырьковый унос, предсказывают характеристики двухфазного потока вблизи точки высыхания немного лучше (улучшение до 5 %) (модели 2 (Уеда) и 3 (Джаянти)), чем модель, не учитывающая этого эффекта. При этом модель, учитывающая дополнительно ингибиро-

вание потока осаждения за счет потока испаряющегося пара (модель 3), предсказывает эксперимент вблизи точки высыхания лучше модели, где учитывается только пузырьковый унос (модель 2), однако уступает ей при низких тепловых нагрузках.

Работа выполнялась в рамках проекта 3.3314.2017/4.6 государственного задания Министерства образования и науки РФ на период 2017–2019 гг.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Anglart H., Li H., Niewinski G.** Mechanistic modelling of dryout and post-dryout heat transfer // *Energy*. 2018. No. 161. P. 352–360.
- [2] **Zhang R., Liu H., Liu M.** A probability model for fully developed annular flow in vertical pipes: Prediction of the droplet entrainment // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. No. 84. P. 225–236.
- [3] **Dasgupta A., Chandraker D.K., Vishnoi A.K., Vijayan P.K.** A new methodology for estimation of initial entrainment fraction in annular flow for improved dryout prediction. *Annals of Nuclear Energy*, 75 (2015) 323–330.
- [4] **Hammouda N., Cheng Z., Rao Y.F.** A subchannel based annular flow dryout model // *Annals of Nuclear Energy*. 2016. No. 94. P. 313–324.
- [5] **Li H., Anglart H.** CFD prediction of droplet deposition in steam-water annular flow with flow obstacle effects // *Nuclear Engineering and Design*. 2017. No. 321. P. 173–179.
- [6] **Pagan E., Williams W.C., Kam S., Waltrich P.J.** A simplified model for churn and annular flow regimes in small- and large-diameter pipes // *Chemical Engineering Science*. 2017. No. 162. P. 309–321.
- [7] **Li H., Anglart H.** Prediction of dryout and post-dryout heat transfer using a two-phase CFD model // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. No. 99. P. 839–850.
- [8] **Van Eckeveld A.C., Gotfredsen E., Westerwee J., Poelma C.** Annular two-phase flow in vertical smooth and corrugated pipes // *International Journal of Multiphase Flow*. 2018. No. 109. P. 150–163.
- [9] **Лаптев А.Г., Лаптева Е.А.** Моделирование массоотдачи в многокомпонентных и бинарных смесях в режиме сильного взаимодействия фаз при пленочном течении в каналах // *Труды академэнерго*. 2017. № 4. С. 24–32.
- [10] **Юдов Ю.В., Волкова С.Н., Мигров Ю.А.** Замыкающие соотношения теплогидравлической модели расчетного кода КОРСАР // *Теплоэнергетика*. 2002. № 11. С. 22–28.
- [11] **Alves M.V.C., Waltrich P.J., Gessner T.R., Falcone G., Barbosa J.R.** Modeling transient churn-annular flows in a long vertical tube // *International Journal of Multiphase Flow*. 2017. No. 89. P. 399–412.
- [12] **Bae B., Kim T., Jeong J., Kim K., Yun B.** 4. Progress in Nuclear Energy. 2018. No. 109. P. 45–52.
- [13] **Shi J., Sun B., Zhang G., Song F., Yang L.** Prediction of dryout and post-dryout wall temperature at different operating parameters for once-through steam generators // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. No. 103. P. 66–76.
- [14] **Heinze D., Schulenberg T., Behnke L.** A physically based, one-dimensional three-fluid model for direct contact condensation of steam jets in flowing water // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. No. 106. P. 1041–1050.
- [15] **Dalir N., Saffari H.** Influence of variation of pipe diameter on pressure drop predictions of the new modified three-fluid model inside condensing vertical pipes // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2014. No. 230 (1). P. 36–44.
- [16] **Han W., Li Y., Shi J., Sun B., Zhang G., Yang L.** Numerical simulation of dryout and post-dryout heat transfer in a straight-pipe once-through steam generator // *Applied Thermal Engineering*. 2016. No. 105. P. 132–141.



- [17] Zhang P., Shi J., Yu X., Sun B., Song F. Modeling the full-range thermal-hydraulic characteristics and post-dryout deviation from thermodynamic equilibrium in once-through steam generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109 (2017) 266–277.
- [18] Deng H., Fernandino M., Dorao C.A. Modeling of annular-mist flow during mixtures boiling // *Applied Thermal Engineering*. 2015. No. 91. P. 463–470.
- [19] Авдеев Е.Э., Плетнев А.А., Булович С.В. Трехжидкостная формулировка и численный метод решения стационарной задачи теплогидравлики двухфазного потока в дисперсно-кольцевом режиме течения // *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки*. 2018. № 11 (3). С. 122–132.
- [20] Jayanti S., Valette M. Prediction of dry-out and postdry-out heat transfer at high pressures using one-dimensional three-fluid model // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004. No. 47 (22). P. 4895–4910.
- [21] Sugowara S. Droplet deposition and entrainment modeling based on the three-fluid model // *Nuclear Engineering and Design*. 1990. No. 122 (1). P. 62–84.
- [22] Govan A.H., Hewitt G.F. Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase change // *International journal of heat and mass transfer*. 1990. No. 33(2). P. 229–242.
- [23] Peng S.W. Heat flux effect on the droplet entrainment and deposition in annular flow dryout // *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*. 2008. No. 13. P. 2223–2235.
- [24] Paleev L.I., Filippovicw B.S. Phenomena of liquid transfer in two-phase dispersed annular flow // *International journal of heat and mass transfer*. 1966. No. 9(10). P. 1089–1093.
- [25] Hewitt G.F. Pressure drop, in G. Hetsroni (ed.-in-chief), *Handbook of Multiphase Systems*. Hemisphere. New York. 1982. P. 2.71–2.73.
- [26] Stevanovic V., Stanojevic M., Radic D. Three-fluid model predictions of pressure changes in condensing vertical tubes // *International journal of heat and mass transfer*. 2008. No. 51(15). P. 3736–3744.
- [27] Nigmatulin R.I., Knodzhaev Ya.D., Kroshilin V.E. Entrainment and deposition rates in a dispersed-film flow. *International journal of multiphase flow*. 22(1) (1996) 19–30.
- [28] Ueda T. Entrainment rate and size of entrained droplets in annular two-phase flow // *Bulletin of JSME*. 1979. No. 22 (171). P. 1258–1265.
- [29] Lopez de Bertodano M.A., Assad A. Entrainment Rate of Droplets in the Ripple-Annular Regime for Small Vertical Ducts // *Nuclear Sci. and Eng.* 1998. No. 129 (1). P. 72–80.
- [30] Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. 2. М.: Наука, 1987. 360 с.
- [31] Алипченков В.М., Зайчик Л.И., Зейгарник Ю.А., Соловьев С.Л., Стоник О.Г. Развитие трехжидкостной модели двухфазного потока для дисперсно-кольцевого режима течения в каналах. Осаждение и унос капель // *ТВТ*. 2002. № 40(5). С. 772–778.
- [32] Ueda T., Inoue M., Nagatome S. Critical heat flux and droplet entrainment rate in boiling of falling liquid films // *International journal of heat and mass transfer*. 1981. No. 24(7). P. 1257–1266.
- [33] Wurtz J. An experimental and theoretical investigation of annular steam-water flow in tubes and annuli at 30 to 90 bar // *Technical university of Denmark*. 1978. No. 372.
- [34] Milashenko V.I., Nigmatulin B.I., Petukhov V.V., Trubkin N.I. Burnout and distribution of liquid in evaporative channels of various lengths. *International journal of heat and mass transfer*. 15(3) (1989) 393–401.

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**АВДЕЕВ Евгений Эдуардович** — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: avdeev-evgeni@yandex.ru

**БУЛОВИЧ Сергей Валерьевич** — кандидат физико-математических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: bulovic@yandex.ru

**ГОРСКИЙ Юрий Александрович** — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: iurii.gorskii@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 20.03.2019



## REFERENCES

- [1] **H. Anglart, H. Li, G. Niewinski**, Mechanistic modelling of dryout and post-dryout heat transfer, *Energy*, 161 (2018) 352–360.
- [2] **R. Zhang, H. Liu, M. Liu**, A probability model for fully developed annular flow in vertical pipes, Prediction of the droplet entrainment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84 (2015) 225–236.
- [3] **A. Dasgupta, D.K. Chandraker, A.K. Vishnoi, P.K. Vijayan**, A new methodology for estimation of initial entrainment fraction in annular flow for improved dryout prediction, *Annals of Nuclear Energy*, 75 (2015) 323–330.
- [4] **N. Hammouda, Z. Cheng, Y.F. Rao**, A subchannel based annular flow dryout model, *Annals of Nuclear Energy*, 94 (2016) 313–324.
- [5] **H. Li, H. Anglart**, CFD prediction of droplet deposition in steam-water annular flow with flow obstacle effects, *Nuclear Engineering and Design*, 321 (2017) 173–179.
- [6] **E. Pagan, W.C. Williams, S. Kam, P.J. Waltrich**, A simplified model for churn and annular flow regimes in small- and large-diameter pipes, *Chemical Engineering Science*, 162 (2017) 309–321.
- [7] **H. Li, H. Anglart**, Prediction of dryout and post-dryout heat transfer using a two-phase CFD model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 99 (2016) 839–850.
- [8] **A.C. Van Eckveld, E. Gotfredsen, J. Westerwee, C. Poelma**, Annular two-phase flow in vertical smooth and corrugated pipes, *International Journal of Multiphase Flow*, 109 (2018) 150–163.
- [9] **A.G. Laptev, Ye.A. Lapteva**, Modelirovaniye massootdachi v mnogokomponentnykh i binarnykh smesyakh v rezhime silnogo vzaimodeystviya faz pri plenochnom techenii v kanalakh, *Trudy akademenergo*, 4 (2017) 24–32.
- [10] **Yu.V. Yudov, S.N. Volkova, Yu.A. Migrov**, Closure relations of the thermal-hydraulic model of the calculation code KORSAR, *Teploenergetika*, 11 (2002) 22–28.
- [11] **M.V.C. Alves, P.J. Waltrich, T.R. Gessner, G. Falcone, J.R. Barbosa**, Modeling transient churn-annular flows in a long vertical tube, *International Journal of Multiphase Flow*, 89 (2017) 399–412.
- [12] **B. Bae, T. Kim, J. Jeong, K. Kim, B. Yun**, 4. *Progress in Nuclear Energy*, 109 (2018) 45–52.
- [13] **J. Shi, B. Sun, G. Zhang, F. Song, L. Yang**, Prediction of dryout and post-dryout wall temperature at different operating parameters for once-through steam generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 103 (2016) 66–76.
- [14] **D. Heinze, T. Schulenberg, L. Behnke**, A physically based, one-dimensional three-fluid model for direct contact condensation of steam jets in flowing water. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106 (2017) 1041–1050.
- [15] **N. Dalir, H. Saffari**, Influence of variation of pipe diameter on pressure drop predictions of the new modified three-fluid model inside condensing vertical pipes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 230 (1) (2014) 36–44.
- [16] **W. Han, Y. Li, J. Shi, B. Sun, G. Zhang, L. Yang**, Numerical simulation of dryout and post-dryout heat transfer in a straight-pipe once-through steam generator, *Applied Thermal Engineering*, 105 (2016) 132–141.
- [17] **P. Zhang, J. Shi, X. Yu, B. Sun, F. Song**, Modeling the full-range thermal-hydraulic characteristics and post-dryout deviation from thermodynamic equilibrium in once-through steam generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109 (2017) 266–277.
- [18] **H. Deng, M. Fernandino, C.A. Dorao**, Modeling of annular-mist flow during mixtures boiling, *Applied Thermal Engineering*, 91 (2015) 463–470.
- [19] **A. Avdeev, P. Pletnev, B. Bulovich**, Three-fluid formulation and a numerical method for solving the stationary problem of thermal hydraulics of a two-phase annular dispersed flow, *St. Petersburg polytechnic university journal. Physics and Mathematics*, 11 (3) (2018) 122–132.
- [20] **S. Jayanti, M. Valette**, Prediction of dry-out and postdry-out heat transfer at high pressures using one-dimensional three-fluid model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (22) (2004) 4895–4910.
- [21] **S. Sugowara**, Droplet deposition and entrainment modeling based on the three-fluid model, *Nuclear Engineering and Design*, 122 (1) (1990) 62–84.
- [22] **A.H. Govan, G.F. Hewitt**, Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase change, *International journal of heat and mass transfer*, 33 (2) (1990) 229–242.
- [23] **S.W. Peng**, Heat flux effect on the droplet entrainment and deposition in annular flow dryout, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 13 (2008) 2223–2235.





- [24] **L.I. Paleev, B.S. Filippov**, Phenomena of liquid transfer in two-phase dispersed annular flow, *International journal of heat and mass transfer*, 9 (10). (1966) 1089–1093.
- [25] **G.F. Hewitt**, Pressure drop, in G. Hetsroni (ed.-in-chief), *Handbook of Multiphase Systems*. Hemisphere, New York, (1982) 2.71–2.73.
- [26] **V. Stevanovic, M. Stanojevic, D. Radic**. Three-fluid model predictions of pressure changes in condensing vertical tubes, *International journal of heat and mass transfer*, 51 (15) (2008) 3736–3744.
- [27] **R.I. Nigmatulin, YA.D. Knodzhaev, V.E. Kroshilin**, Entrainment and deposition rates in a dispersed-film flow, *International journal of multiphase flow*, 22 (1) (1996) 19–30.
- [28] **T. Ueda**, Entrainment rate and size of entrained droplets in annular two-phase flow, *Bulletin of JSME*, 22 (171) (1979) 1258–1265.
- [29] **M.A. Lopez de Bertodano, A. Assad**, Entrainment Rate of Droplets in the Ripple-Annular Regime for Small Vertical Ducts, *Nuclear Sci. and Eng.*, 129 (1) (1998) 72–80.
- [30] **R.I. Nigmatulin**, The dynamics of multiphase environments. Ch. 2. M.: Nauka, 1987.
- [31] **V.M. Alipchenkov, L.I. Zaychik, Yu.A. Zeygarnik, S.L. Solovyev, O.G. Stonik**, Development of a three-fluid model of a two-phase flow for a dispersed-annular flow regime in channels. Deposition and entrainment of droplets, *TPHT*, 40 (5) (2002) 772–778.
- [32] **T. Ueda, M. Inoue, S. Nagatome**, Critical heat flux and droplet entrainment rate in boiling of falling liquid films, *International journal of heat and mass transfer*, 24 (7) (1981) 1257–1266.
- [33] **J. Wurtz**, An experimental and theoretical investigation of annular steam-water flow in tubes and annuli at 30 to 90 bar, *Technical university of Denmark*, 372 (1978).
- [34] **V.I. Milashenko, B.I. Nigmatulin, V.V. Petukhov, N.I. Trubkin**, Burnout and distribution of liquid in evaporative channels of various lengths, *International journal of heat and mass transfer*, 15 (3) (1989) 393–401.

#### THE AUTHORS

**AVDEEV Evgenii E.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: avdeev-evgeni@yandex.ru

**BULOVICH Sergii V.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: bulovic@yandex.ru

**GORSKIY Yurii A.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: iurii.gorskii@gmail.com

Received: 20.03.2019

DOI: 10.18721/JEST.25205  
УДК 620.178

*Т. Нгуен Нгок, В.М. Капралов, Г.С. Коленько*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **ВЛИЯНИЕ ЧАСТОТ НАГРУЖЕНИЯ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ МАТЕРИАЛОВ**

Влияние частоты нагружения на предел выносливости, долговечность и циклическую прочность металлов и сплавов в области высоких значений частот зависит от некоторых факторов: уровня напряжения, изменение напряжения, способа нагружения, структуры материалов. При увеличении скоростей и мощностей двигателей и энергомашин все большее значение имеет усталостная прочность деталей и узлов. При работе детали подвержены воздействию высокочастотного циклического нагружения, а ресурс и надежность их работы в большинстве случаев определяются усталостной прочностью, поэтому возникает необходимость проведения усталостных испытаний в широком интервале частот нагружения. В общем случае частота приложения нагрузки неоднозначно влияет на сопротивление усталости материалов, поэтому разные материалы в различных областях усталостного разрушения имеют различия в своей реакции на изменение частоты нагружения.

*Ключевые слова:* высокая частота нагружения, сопротивление усталости, прочность, предел выносливости, долговечность.

*Ссылка при цитировании:*

Т. Нгуен Нгок, В.М. Капралов, Г.С. Коленько. Влияние частот нагружения на сопротивление усталости материалов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 68–77. DOI: 10.18721/JEST.25205.

*T. Nguyen Ngoc, V.M. Kapralov, S.G. Kolenko*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **EFFECT OF LOADING FREQUENCIES ON FATIGUE RESISTANCE OF MATERIALS**

The influence of the loading frequency on the endurance limit, durability and cyclic strength of metals and alloys in the high frequency range depends on several factors: stress level, voltage change, loading method, material structure. With increasing speeds and power of engines and power-driven vehicles, the fatigue strength of parts and components is becoming increasingly important. During operation, parts are exposed to high-frequency cyclic loading, and their service life and reliable operation are determined by fatigue strength in most cases, therefore, it is necessary to conduct fatigue tests in a wide range of loading frequencies. In the general case, the frequency of application of the load ambiguously affects the material's resistance to fatigue; therefore, different materials in different areas of fatigue failure have differences in their response to a change in the loading frequency.

*Keywords:* high loading frequency, fatigue resistance, strength, endurance limit, durability.

*Citation:*

T. Nguyen Ngoc, V.M. Kapralov, G.S. Kolenko, Effect of loading frequencies on fatigue resistance of materials, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 68–77, DOI: 10.18721/JEST.25205.



**Введение.** Сопротивление усталости металлов при различных частотах нагружения является предметом исследований уже длительное время. Изучение влияния частоты нагружения имеет большое научное и практическое значение. Высокочастотные испытания являются единственным реальным способом получения характеристик сопротивления усталости материалов на базах напряжения, превышающих  $10^9 \dots 10^{10}$  число циклов напряжения [1]. На сегодняшний день большое количество экспериментальных данных по усталостным характеристикам материалов в виде кривых усталости  $\sigma_{\max} = f(N)$  [2] в большинстве своем ограничено базовым числом  $N = 10^7$  циклов нагрузки, так как считается, что если образец материала не разрушился через  $10^7$  циклов нагружения при заданной амплитуде напряжений  $\sigma_{\max}$ , то он выдержит и далее неограниченное число циклов нагружения. Однако такое предположение о пределе усталости достаточно удовлетворительно прогнозирует усталостную прочность деталей с ресурсом, сильно не превышающим  $10^7$  циклов нагружения. А для деталей, имеющих ресурс  $N = 10^8 - 10^{10}$  циклов, применимость существующих данных (основанных на базовом числе циклов  $N = 10^7$ ) для надежного прогнозирования работоспособности — вопрос открытый.

Целью данной работы является исследование влияния частот нагружения на характеристики сопротивления усталости некоторых наиболее распространенных материалов, применяемых для изготовления элементов энергетических машин.

### Методы и материалы

Как упоминалось выше, традиционное испытание на усталость не обеспечивает надежное прогнозирование усталостных характеристик материала в диапазоне очень высоких чисел циклов ( $N = 10^8 - 10^{10}$ ) [11]. Эту задачу

можно было бы успешно выполнить, используя высокочастотную испытательную машину. Частота испытаний на такой машине находится в диапазоне 15–30 кГц, в основном используется частота 20 кГц. Этот метод позволяет уменьшить время и стоимость испытаний на усталость.

Т а б л и ц а 1

### Высокочастотные и стандартные усталостные испытания [6, 8]

#### High frequency and standard fatigue testing

Количество циклов	Высокая частота 20 кГц	Стандартная частота 100 Гц
$10^7$	9 минут	1 день
$10^9$	14 часов	4 месяца
$10^{10}$	6 дней	3 года

Метод высокочастотных усталостных испытаний, основанный на использовании пьезоэлектрических преобразователей, которые преобразуют электрические сигналы 20 кГц в механические колебания такой же частоты [3]. Мы использовали высокочастотные волны большой мощности, чтобы вызвать усталостное разрушение материалов.

Система испытания на усталость имеет следующие основные компоненты [13]:

- Генератор мощности, который преобразует сигнал напряжения 50 или 60 Гц в высокочастотный 20 кГц электрический синусоидальный сигнал.
- Пьезоэлектрический преобразователь, возбуждаемый силовым генератором, который преобразует электрический сигнал в продольные высокочастотные волны и механическую вибрацию такой же частоты.
- Устройство Хорн (Horn), которое усиливает вибрацию, поступающую от преобразователя, чтобы получить требуемую амплитуду деформации в средней части образца [4].

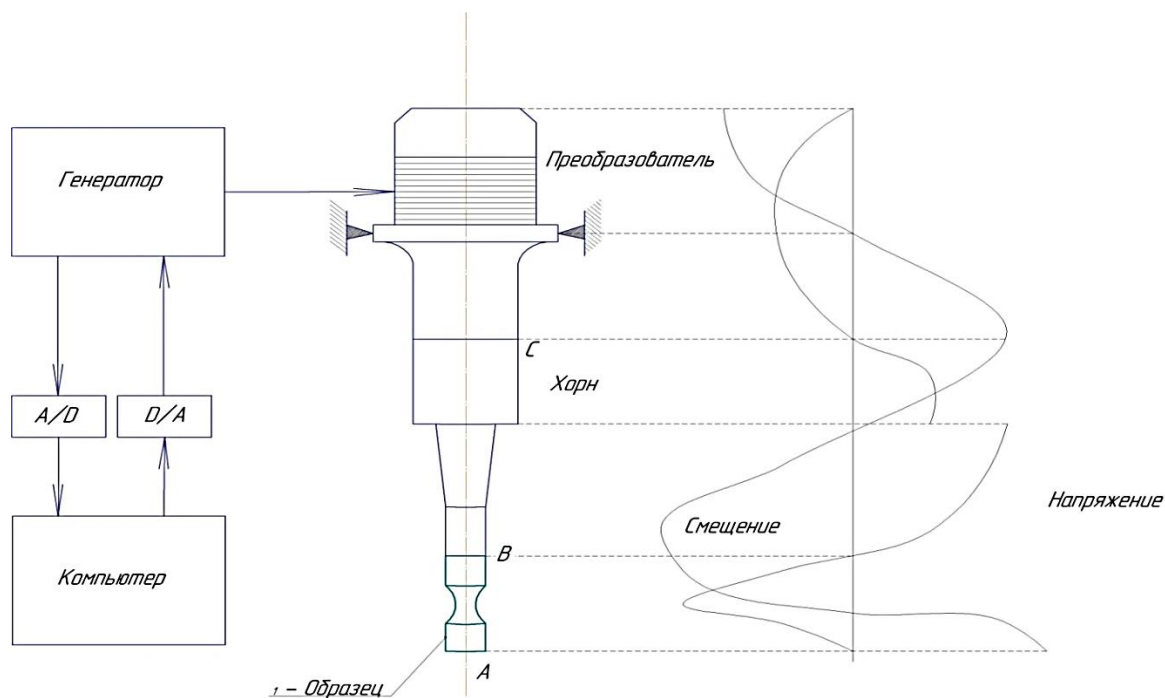


Рис. 1. Система испытания на усталость и поле смещения напряжений

Fig. 1. Fatigue testing system and stress displacement field

Как видно из рис. 1, преобразователь напрямую связан с источником электрического тока и возбуждает акустический сигнал той же частоты. Однако, поскольку амплитуда этого движения очень мала, Хорн нужен, чтобы увеличить амплитуду [7]. На конце Хорна, названного В на рис. 1, прикреплен образец. График смещения и перераспределения напряжений по всей этой системе представлен для случая, когда второй конец образца А свободен. Чтобы иметь пик напряжения в центре образца, и соответствующую узловую точку, отражаемую на эпюре смещения, образец должен иметь строго определенную длину, которая может быть рассчитана с использованием теории резонанса.

Образец, Хорн и преобразователь образуют механическую резонансную систему с четырьмя узлами напряжения (нулевое напряжение) и три узла смещения (нулевое смещение) при собственной частоте 20 кГц [14]. Как видно из рисунка 1, максимальное напряжение находится в центре образца, которое соответствует одному из узлов смещения, а смещение достигает

максимума на концах образца (точки А и В). Вышеуказанные три части необходимы для воспроизведения высокочастотной усталостной нагрузки. Другие компоненты испытательной машины для высокочастотных усталостных испытаний могут включать в себя [10]:

- системы (амплитуда и блоки управления, счетчик циклов, осциллограф и т. д.)
- измерительные системы (датчик перемещения, видеокамера).

Во время высокочастотных испытаний на усталость из-за влияния внутреннего трения образца температура может значительно увеличиться. Это повлияет на усталостное поведение испытательного материала. Поэтому образец следует охлаждать чистым и сухим сжатым воздухом. Для максимального охлаждающего эффекта необходимо установить регулируемое сопло [15].

Установка, представленная на рис. 1, позволяет проводить испытания на усталость с коэффициентом асимметрии цикла  $R = -1$ . Для того чтобы получить другое отношение



нагрузки дополнительный Хорн, индентичный первому, прикреплен к нижней части образца [2]. Затем к образцу прикладывается растягивающее предварительное напряжение, затем добавляют высокочастотную нагрузку.

Прогресс в области высокочастотных усталостных испытаний, наблюдаемый в течение последних двух десятилетий, позволил проводить испытания на усталость с переменной амплитудой нагрузки при различных температурах и в различных средах. В дополнение к этому, используя высокочастотную технику, теперь можно оценить усталостные свойства материалов с точки зрения кручения и изгиба [9].

В данной работе были испытаны на высокочастотную усталость образцы следующих материалов: титановый сплав Ti6Al4V, алюминиевый сплав Д16, никелевые сплавы Udimet 500, Inconel 718 и отечественный ЭП202 (ХН67МВТЮ).

Сплавы Ti6Al4V и сплав Д16 широко используются для корпусных деталей в аэрокосмической промышленности [5], а никелевые сплавы Udimet 500, Inconel 718 и ЭП202 применяются для лопаток газотурбинных двигателей.

### Результаты и обсуждение

Результаты показывают, что некоторые материалы сохраняют предел усталости таким же, как при числе циклов  $10^6$ – $10^7$ , в то время как большинство других не проявляют таких свойств, демонстрируя постепенное снижение усталостной прочности, когда число циклов достигает уровня  $10^9$ .

Для многих материалов и компонентов, составляющих важные ответственные узлы в авиастроении и железнодорожном транспорте, усталостное разрушение происходит в диапазоне более  $10^7$  циклов нагрузки, который называется диапазоном усталости с высоким числом циклов.

#### Результаты испытаний образцов из титановых и алюминиевых сплавов

Титановые сплавы играют очень важную роль в аэрокосмической промышленности,

для которой характерны высокие частоты нагружения деталей. Рассмотрим в качестве примера, испытание титанового сплава Ti6Al4V, которое было выполнено на частоте 20 кГц с коэффициентом асимметрии цикла  $r = -1$ . Результаты представлены на рис. 2 вместе с дополнительными данными, полученными в других лабораториях при испытаниях на уровне 20 и 100 Гц [12]. Можно увидеть, что усталостная характеристика сплава Ti6Al4V в режиме высокочастотных испытаний выше, чем при испытаниях на более низких частотах (20 и 100 Гц). Кроме того, на рис. 2 показано, что усталостная прочность материалов не сильно ухудшается с увеличением количества циклов во время испытаний в диапазоне высоких частот ( $10^8$ – $10^9$  циклов).

Из рис. 3 видно, что при частотах ниже 100 Гц предел выносливости уменьшается с ростом частоты нагружения, а при частотах более 100 Гц, наоборот, возрастает.

Пример еще одного сплава, применяемого для корпусных деталей в авиации, — дюралюминий Д16. Результаты испытаний представлены на рис. 4.

При переходе от средних к весьма низким частотам нагружения наблюдается существенное снижение долговечности и пределов выносливости, как видно из кривых усталости на рис. 4. Видно, что снижение частоты от 4000 до 7 циклов в минуту приводит к уменьшению долговечности в 4–8 раз (при напряжении  $\sigma = 20$ – $24$  кгс/мм<sup>2</sup>) и уменьшению предела выносливости на 10–20 %.

Никелевые сплавы широко используются для изготовления лопаток газовых турбин, поэтому рассмотрение влияния высокочастотного нагружения на характеристики этих сплавов представляет практический интерес. Из рис. 5 видно, что предел выносливости сплава Удимет 500 уменьшается на 50 % при увеличении числа циклов с  $10^6$  до  $10^{10}$ .

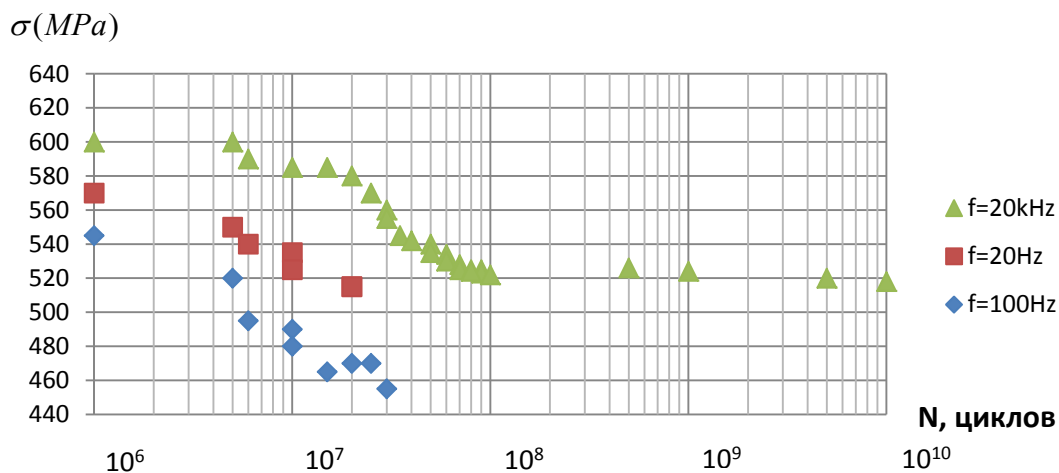


Рис. 2. S-N для сплава Ti6Al4V  
Fig. 2. S-N for alloy Ti6Al4V

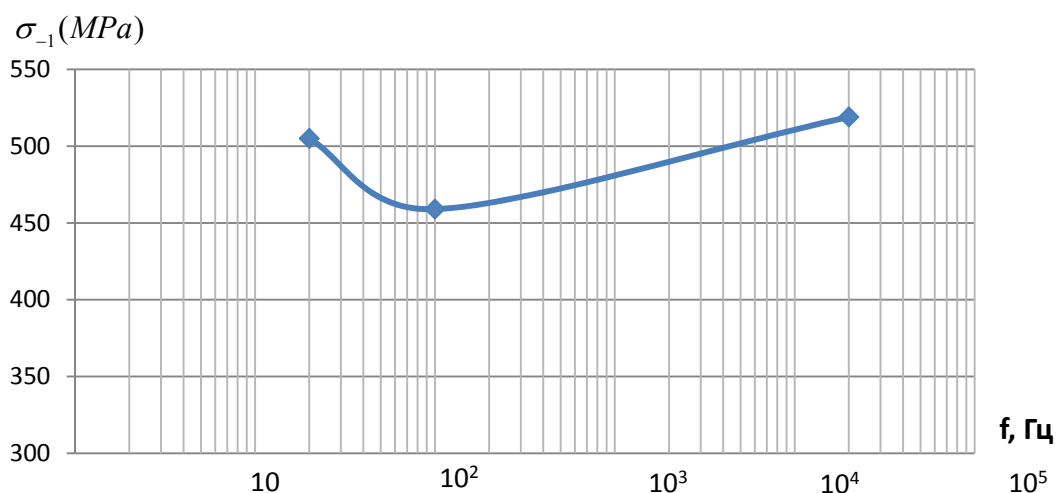


Рис. 3. Зависимость сопротивления усталости сплава Ti6Al4V от частоты нагружения  
Fig. 3. The dependence of the fatigue resistance of the alloy Ti6Al4V from the frequency of loading

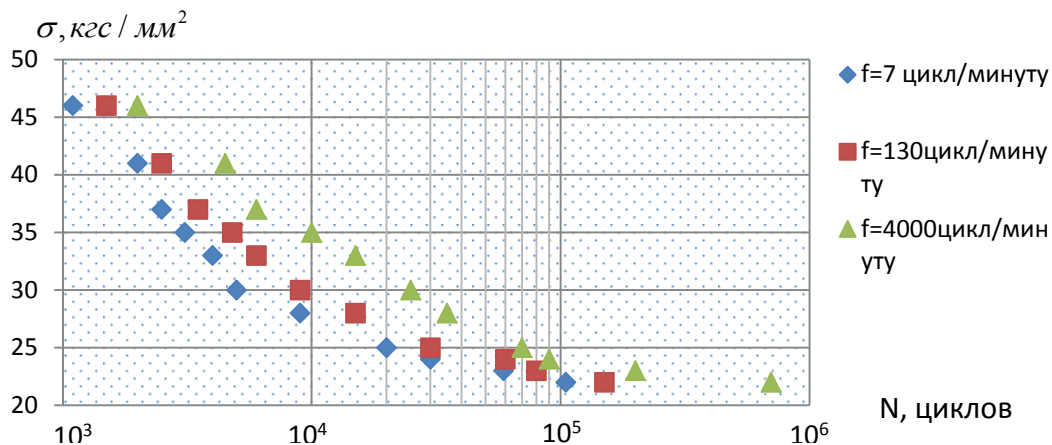


Рис. 4. Кривые усталости для сплавов марки Д16  
Fig. 4. Fatigue curves for alloys grade D16





## 2.2. Результаты испытаний образцов из никелевых сплавов

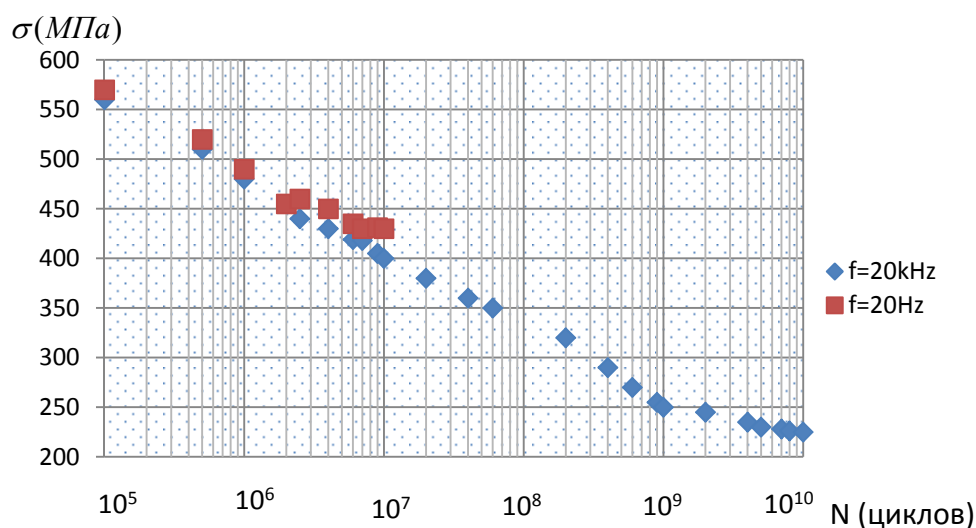


Рис. 5. Кривые усталости для сплавов марки Удимет 500  
Fig. 5. S-N fatigue curves for alloys of the brand Udimet 500 alloy

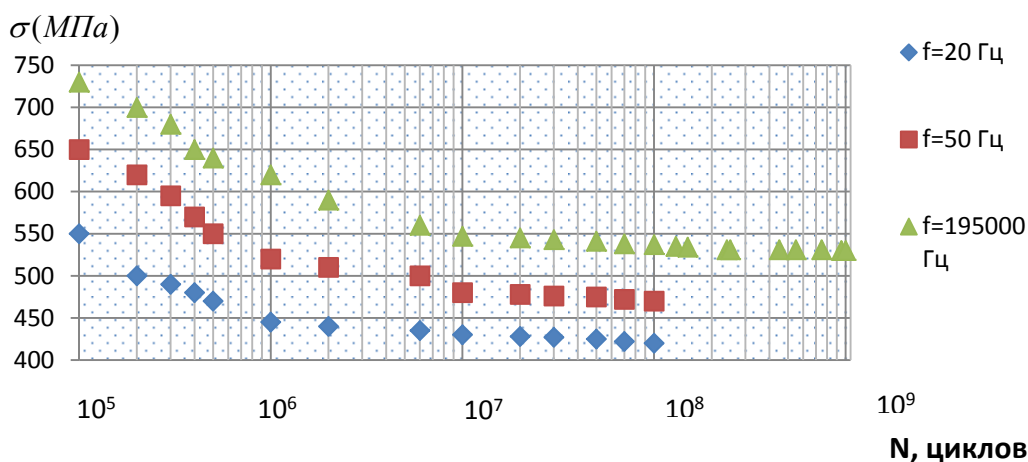


Рис. 6. Кривые усталости никелевого сплава Inconel 718  
Fig. 6. Fatigue Curves Inconel 718 Nickel Alloy

Кроме того, в отличие от образцов из других сплавов, испытанных в данном исследовании, предел выносливости которых повышается с ростом частоты, сплав Удимет 500 показал некоторое уменьшение (на 6 %) предела выносливости в диапазоне  $10^6$ – $10^7$  циклов при увеличении частоты нагружения 20 Гц до 20 кГц. Однако это уменьшение сопоставимо со статистической неопределенностью-погрешностью при испытаниях, и влияние частоты испытания на

предел выносливости было признано несущественным для этого материала.

Из рис. 7 можно видеть, что с увеличением частоты нагружения предел выносливости сплава Inconel 718 монотонно возрастает. Испытание Inconel 718 на усталость проводилось с коэффициентом асимметрии цикла  $R = -1$ . Результаты, представленные на рис. 6, показывают, что при высокочастотном нагружении усталостное разрушение образца не происходило

даже при  $10^9$  циклах, если максимальная амплитуда напряжения была меньше 530 МПа. Однако следует отметить, что при более низких частотах нагружения усталостное разрушение произошло за пределами  $10^7$  циклов нагрузки. Это указывает на то, что традиционное определение предела усталости (под которым понимается максимальный уровень амплитуды напряжения, при котором материал выдерживает  $10^7$  циклов) неприменимо для данного сплава, если ресурс детали превышает  $10^7$  циклов. При высокочастотных испытаниях усталостные трещины создаются из полос скольжения независимо от уровня напряжения. В месте концентрации напряжения возникают пучки линий

скольжения в виде усов, по одному из которых образуется начальная трещина [15]. В конце ее возникают новые пучки скольжения. Развиваясь по одному из них, трещина делает первый зигзаг. Анализ изломов натуральных изделий показывает, что расстояние между линиями фронта усталостной трещины в одних случаях увеличивается с ростом длины трещины, в других случаях остаётся постоянным, а иногда это расстояние даже уменьшается. На рис. 6 результаты даны в сравнении с традиционным низкочастотным испытанием того же материала, которое дает более низкие значения предела усталости по сравнению с высокочастотными испытаниями.

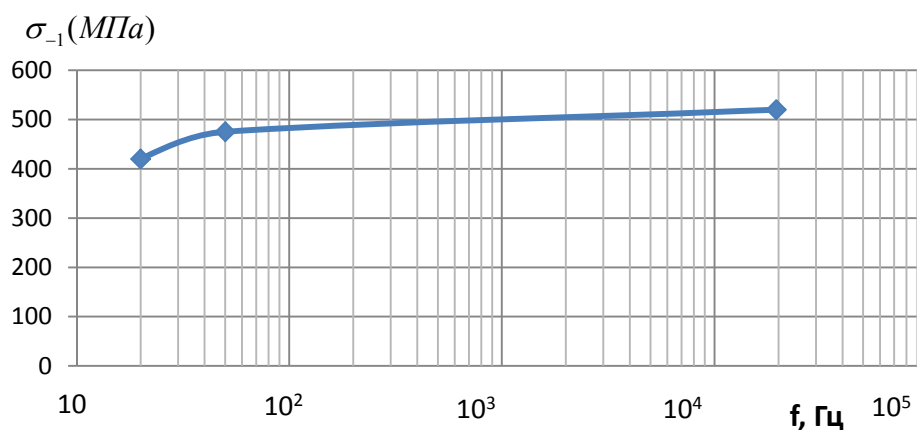


Рис. 7. Зависимость предела выносливости сплава Inconel 718 от частоты нагружения  
Fig. 7. The dependence of the fatigue resistance of the alloy Inconel 718 from the frequency of loading

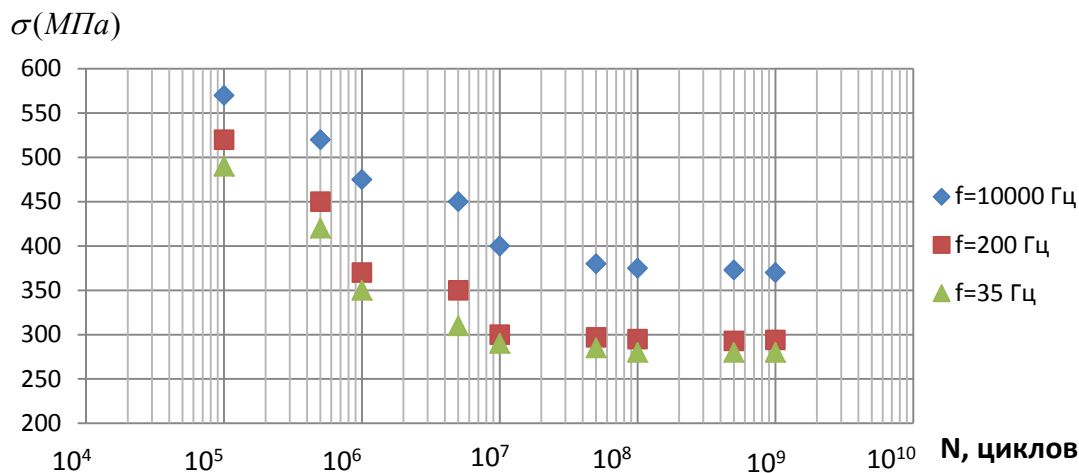


Рис. 8. Кривые усталости сплава ЭП202  
Fig. 8. S-N EP202 alloy fatigue curves

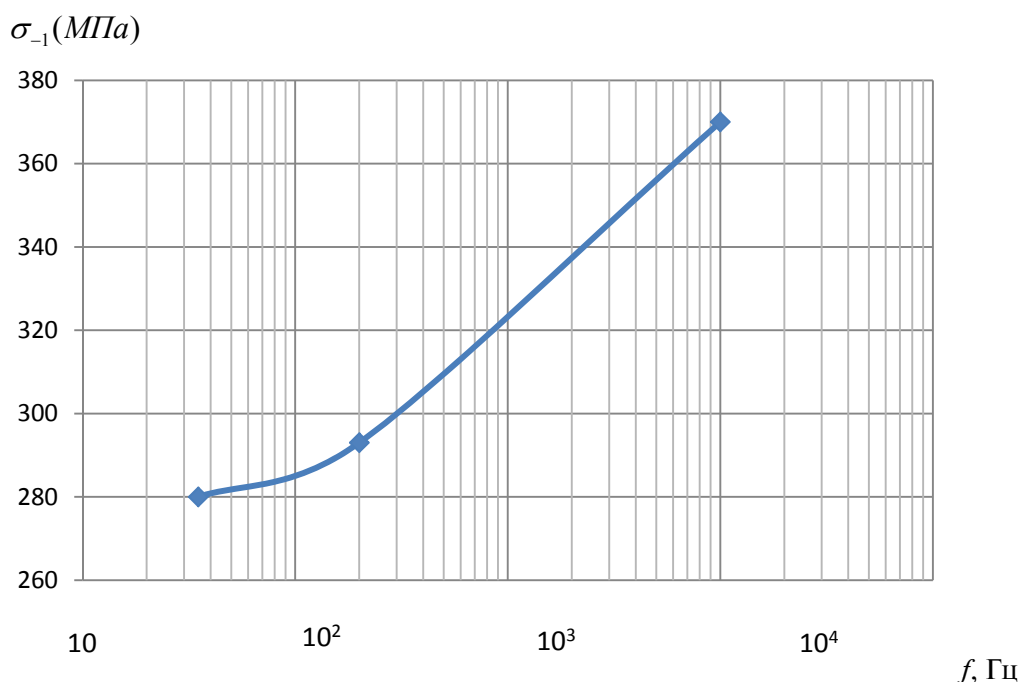


Рис. 9. Зависимость сопротивления усталости сплава сплава ЭП202 от частоты нагружения  
Fig. 9. The dependence of the fatigue resistance of the alloy of the alloy EP202 on the frequency of loading

Испытания сплава ЭП202 проводились при симметричных ( $R = -1$ ) и асимметричных циклах ( $R = 0$  и  $0,5$ ) осевого нагружения на гладких образцах и образцах с концентратором напряжений. При симметричных циклах частоты нагружения составляли 35, 200, и 10000 Гц, при асимметричных циклах 35, 200 и 10000 Гц.

Результаты усталостных испытаний сплава ЭП202 приведены на рис. 8 и 9. С увеличением частоты нагружения во всем исследованном диапазоне частот и коэффициентов асимметрии циклов отмечается монотонное повышение пределов выносливости на одинаковой базе испытаний — в данном случае  $N_6 = 2 \cdot 10^7$  цикл. При асимметричных циклах такое повышение менее существенно как в абсолютном, так в относительном выражении.

### Выводы

1. Использование высокочастотного испытательного оборудования в настоящее время является наиболее эффективным способом

получения усталостных характеристик материалов при базовых числах циклов  $N_6 = 10^8 - 10^{10}$  с точки зрения временных (и материальных) затрат (табл. 1).

2. Испытаны на высокочастотную усталость образцы сплавов Ti6Al4V, Д16, Udimet 500, Inconel 718 и ЭП202. Построены кривые Велера  $\sigma_{\max} = f(N)$  и зависимости предела выносливости от частоты нагружения  $\sigma_{-1}(f)$  для испытанных материалов.

3. В результате испытания образцов из титанового сплава Ti6Al4V, предел выносливости этого материала оказывается выше на режиме высокочастотных испытаний, чем полученный традиционными испытаниями на более низких частотах.

4. Предел выносливости сплава никелевого сплава Udimet 500 уменьшается на 50 % (с 425 МПа до 225 МПа) при увеличении числа циклов с  $10^6$  до  $10^{10}$ . Кроме того, влияние частоты испытания на предел усталости было признано несущественным для этого материала.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Tofique M.W., Bergström J., Burman C.** Very high cycle fatigue crack initiation mechanisms in different engineering alloys, *Procedia Structural Integrity*. 2 (2016) 1181–1190
- [2] **Kazymyrovych V., Bergström J., Thuvander F.** Local stresses and material damping in very high cycle fatigue, *Int. J. Fatigue*. 32 (2016) 1669–1674.
- [3] **Bathias C., Paris P.C.** Gigacycle fatigue in mechanical practice. NY 10016, USA: Marcel Dekker; 2005.
- [4] **Pyttel B., Schwerdt D., Berger C.** Very high cycle fatigue – Is there a fatigue limit? // *Int. J. Fatigue*. 2017. No. 33. P. 49–58.
- [5] **Илларионов А.Г., Попов А.А.** Технологические и эксплуатационные свойства титановых сплавов. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. 137 с.
- [6] **Stanzl-Tschegg S., Mughrabi H., Schuller R.** Does Copper Undergo Surface Roughening during Fatigue in the VHC Regime? // 16th European Conference of Fracture 2016.
- [7] **Kazymyrovych V.** Very high cycle fatigue of tool steels // *Karlstad University Studies*. 2015. No. 20.
- [8] **Wang Q.Y., Bathias C.** Fatigue characterization of a spheroidal graphite cast iron under ultrasonic loading // *J. Mater. Sci.* 2014. No. 39 (2). P. 687–689.
- [9] *Internat. Conf. on fatigue of Met.Inst. Mech. Eng.* 2015.
- [10] **Petrucci G.** A critical assessment of methods for the determination of the shear stress amplitude in multiaxial fatigue criteria belonging to critical plane class // *International Journal of Fatigue*. 2015. No. 74. P. 119–131.
- [11] **Chai G., Zhou N., Ciurea S., Andersson M., Lin Peng R.** Local plasticity exhaustion in a very high cycle fatigue regime // *Scr. Mater.* 2012. No. 66. P. 769–772.
- [12] **ASM Handbook: Mechanical Testing and Evaluation**. Vol. 8. P. 717–730.
- [13] **Kazymyrovych V.** Very high cycle fatigue of engineering materials // *Karlstad University Studies*. 2015. No. 22.
- [14] **Mughrabi H.** On 'multi-stage' fatigue life diagrams and the relevant life-controlling mechanisms in ultrahigh-cycle fatigue // *Fatigue and Fracture of Engineering Material and Structures*. 2014. No. 25 (8). P. 755–764.
- [15] **Sohar C. [et al.].** Gigacycle fatigue behaviour of a high chromium alloyed cold work tool steel // *International Journal of Fatigue*. 2017.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**НГУЕН НГОК Тхуан** — кандидат технических наук Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: nnthuan.sant@yahoo.com

**КАПРАЛОВ Владимир Михайлович** — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: kapralov.vladimir@gmail.com

**КОЛЕНЬКО Григорий Сергеевич** — Аспирант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, без степени.

E-mail: gidrat@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 25.03.2019

## REFERENCES

- [1] **M.W. Tofique, J. Bergström, C. Burman,** Very high cycle fatigue crack initiation mechanisms in different engineering alloys, *Procedia Structural Integrity*. 2 (2016) 1181–1190
- [2] **V. Kazymyrovych, J. Bergström, F. Thuvander,** Local stresses and material damping in very high cycle fatigue, *Int. J. Fatigue*. 32 (2016) 1669–1674.
- [3] **C. Bathias, P.C. Paris,** Gigacycle fatigue in mechanical practice. NY 10016, USA: Marcel Dekker; 2005.
- [4] **B. Pyttel, D. Schwerdt, C. Berger,** Very high cycle fatigue – Is there a fatigue limit?, *Int. J. Fatigue*, 33 (2017) 49–58.
- [5] **A.G. Illarionov, A.A. Popov,** Tekhnologicheskiye i ekspluatatsionnyye svoystva titanovykh splavov. Yekaterinburg: Izd-vo Ural. un-ta, 2014.
- [6] **S. Stanzl-Tschegg, H. Mughrabi, R. Schuller,** Does Copper Undergo Surface Roughening during Fatigue in the VHC Regime? 16th European Conference of Fracture 2016.
- [7] **V. Kazymyrovych,** Very high cycle fatigue of tool steels, *Karlstad University Studies*. 20 (2015).
- [8] **Q.Y. Wang, C. Bathias,** Fatigue characterization of a spheroidal graphite cast iron under ultrasonic loading, *J. Mater. Sci.*, 39 (2) (2014) 687–689.



- [9] Internat. Conf, on fatigue of Met.Inst. Mech. Eng. 2015.
- [10] **G. Petrucci**, A critical assessment of methods for the determination of the shear stress amplitude in multiaxial fatigue criteria belonging to critical plane class, International Journal of Fatigue, 74 (2015) 119–131.
- [11] **G. Chai, N. Zhou, S. Ciurea, M. Andersson, R. Lin Peng**, Local plasticity exhaustion in a very high cycle fatigue regime, Scr. Mater., 66 (2012) 769–772.
- [12] ASM Handbook: Mechanical Testing and Evaluation, 8 717–730.
- [13] **V. Kazymyrovych**, Very high cycle fatigue of engineering materials, Karlstad University Studies, 22 (2015).
- [14] **H. Mughrabi**, On 'multi-stage' fatigue life diagrams and the relevant life-controlling mechanisms in ultrahigh-cycle fatigue, Fatigue and Fracture of Engineering Material and Structures, 25 (8) (2014) 755–64.
- [15] **C. Sohar [et al.]**, Gigacycle fatigue behaviour of a high chromium alloyed cold work tool steel, International Journal of Fatigue (2017).

### THE AUTHORS

**NGUYEN NGOC Thuan** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: nnthuan.sant@yahoo.com

**KAPRALOV Vladimir M.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: kapralov.vladimir@gmail.com

**KOLENKO Grigorii S.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: gidrat@mail.ru

**Received: 25.03.2019**

DOI: 10.18721/JEST.25206  
УДК 621.64

*Е.А. Локтионова, А.А. Голощапова, Е.А. Голощапова*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **ФИЛЬТРАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ**

Трубопроводы представляют собой инженерные сооружения разной степени сложности. Применение трубопроводов из полимерных материалов, нанесение защитных покрытий на внутреннюю поверхность труб, использование современной и высоконадежной трубопроводной арматуры приводят к снижению потерь энергии при движении текучих сред, увеличивают срок службы трубопроводных систем и, как следствие, уменьшают затраты на их эксплуатацию. Для гидравлического расчета трубопроводов на стадии их проектирования необходимы сведения о шероховатостях и коэффициентах сопротивления, а также экспериментальные исследования гидравлической совместимости используемых материалов. Предлагается переход от традиционной оценки пропускной способности трубопроводов к фильтрационным характеристикам потока. Приводятся результаты экспериментальных исследований на трубопроводах с разным гидравлическим сопротивлением.

**Ключевые слова:** напорный трубопровод, потери энергии, пропускная способность, коэффициент скорости, гидравлическое сопротивление, пористая среда, коэффициент фильтрации, коэффициент проницаемости.

*Ссылка при цитировании:*

Е.А. Локтионова, А.А. Голощапова, Е.А. Голощапова. Фильтрационная модель гидродинамического сопротивления напорных трубопроводов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 78–86. DOI: 10.18721/JEST.25206.

*E.A. Loktionova, A.A. Goloshchapova, E.A. Goloshchapova*

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

## **FILTRATION MODEL OF HYDRODYNAMIC RESISTANCE OF PRESSURE PIPELINES**

Pipelines are engineering structures of varying degrees of complexity. Using pipelines made of polymer materials, applying protective coatings to the inner surface of the pipes, using modern and highly reliable pipeline fittings lead to a decrease in energy losses during movement of fluid, increase the service life of pipeline systems and, as a result, reduce the cost of their operation. Hydraulic calculation of pipelines at the stage of their design involves obtaining information about the roughness and resistance coefficients, as well as experimental studies of hydraulic compatibility of the materials used. The transition from traditional assessment of pipeline capacity to the filtration characteristics of the flow is proposed. The results of experimental studies on pipelines with different hydraulic resistances are presented.

**Keywords:** Pressure pipelines, energy loss capacity, speed index, hydraulic resistance, porous medium, filtration coefficient.

**Citation:** E.A. Loktionova, A.A. Goloshchapova, E.A. Goloshchapova, Filtration model of hydrodynamic resistance of pressure pipelines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 78–86, DOI: 10.18721/JEST.25206.





**Введение.** Рост внимания к гидравлическому расчету и экспериментальным исследованиям трубопроводов в последние десятилетия связан, главным образом, с экономическими и социальными аспектами [1–7].

Использование новых высокотехнологичных материалов при производстве трубопроводов, широкое применение контрольно-измерительных приборов, установка расходомеров и редукторов давления, использование запорного оборудования и трубопроводной арматуры высокого качества и надежности — все это обусловлено насущными потребностями практики, с одной стороны и ведет к снижению энергетических затрат, с другой стороны [8].

Однако потребности практики, рост производства трубопроводов и их элементов опережают уровень экспериментальных исследований, необходимых для надежного гидравлического расчета трубопроводов разного назначения. Особенно это касается сложных трубопроводных систем (типа водопроводных), где в одну сеть объединены не только трубы разных диаметров, но и участки, выполненные из разных материалов. Ввиду разного гидравлического сопротивления таких участков в отдельных случаях может возникнуть «гидравлический дисбаланс» [2] — несоответствие скоростей движения жидкости и напоров.

Основной задачей гидравлического расчета трубопроводов является определение потерь напора (рассеиваемой мощности) при движении жидкости. Следует признать, что в настоящее время имеется недостаточно сведений о значениях шероховатостей труб, выполненных из полимерных материалов разной структуры, и трубопроводов со специальными покрытиями внутренней поверхности. Также зачастую отсутствуют данные о численных значениях коэффициентов сопротивления кранов, решеток, редукторов давления и других источников местных потерь напора, появившихся на рынке в последние годы. Все это не может дать гарантии надежной оценки потерь напора на

стадии проектирования трубопроводов и прогноза изменения пропускной способности трубы в процессе ее эксплуатации.

### Методы исследования

При расчете трубопроводов различного назначения пользуются традиционными зависимостями для средней скорости  $v$ , полученными из интеграла Бернулли:

при истечении в атмосферу

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_f}} \cdot \sqrt{2gH} = \varphi \cdot \sqrt{2gH}; \quad (1)$$

при истечении под уровень

$$v = \frac{1}{\sqrt{\zeta_f}} \cdot \sqrt{2gZ} = \varphi \cdot \sqrt{2gZ}, \quad (2)$$

здесь  $\zeta_f$  — полный коэффициент сопротивления (потерь напора);  $\varphi$  — коэффициент скорости (расхода);  $H$  и  $Z$  — соответственно напор над центром тяжести выходного сечения и разность уровней в водоемах.

Аналогично для расхода

$$Q = \varphi \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \text{ и } Q = \varphi \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot Z}. \quad (3)$$

Коэффициенты  $\zeta_f$  и  $\varphi$  характеризуют пропускную способность трубы, которая зависит от многих факторов: геометрических особенностей трубопровода, наличия участков с местными сопротивлениями, условий на входе и выходе, материала трубопровода, условий и времени его эксплуатации и др.

Все эти зависимости для коэффициентов  $\zeta_f$  и  $\varphi$  сложны, разнородны и зачастую не исследованы. Соответственно их невозможно представить в виде формул, удобных для практических расчетов.

В работе [9] на примере трубопроводов, снабженных на выходе перфорированными сетками, предложен переход от действительного потока жидкости через систему сопротивлений к расчетному фильтрационному потоку через пористую среду. Другими словами, средняя скорость движения жидкости в трубо-

проводе заменена на скорость фильтрации, и вместо коэффициентов скорости и сопротивления введены размерные коэффициенты фильтрации и проницаемости.

В большинстве практических задач в реальных напорных трубах имеет место область квадратичного сопротивления турбулентного режима движения жидкости (в некоторых случаях единственно допустимый). Согласно квадратичному закону турбулентной фильтрации замена в (1) и (2) средней скорости на скорость фильтрации производится в соответствии с равенством [10–13]

$$v = k\sqrt{J}, \quad (4)$$

где  $k$  – коэффициент фильтрации;  $J$  – гидравлический уклон.

При свободном истечении в атмосферу

$$J = \frac{h_f}{l} = \frac{H - v^2 / 2g}{l}, \quad (5)$$

где  $h_f$  – полная потеря напора;  $l$  – длина участка трубопровода (длина пути фильтрации).

При истечении под уровень

$$J = \frac{h_f}{l} = \frac{Z}{l}. \quad (6)$$

Тогда из (1) и (2) с учетом (4)–(6) следует

$$\varphi \cdot \sqrt{2gH} = k\sqrt{\frac{H - v^2 / 2g}{l}} \quad (7')$$

$$\text{и } \varphi \cdot \sqrt{2gZ} = k\sqrt{\frac{Z}{l}}. \quad (7'')$$

Откуда

$$k = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2gH}}{\sqrt{\frac{H - v^2 / 2g}{l}}} = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2gH \cdot l}}{\sqrt{H - v^2 / 2g}}, \quad (8')$$

$$k = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2gZ}}{\sqrt{\frac{Z}{l}}} = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot l} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_f + 1}} \cdot \sqrt{2g \cdot l} \quad (8'')$$

при истечении в атмосферу и под уровень соответственно.

Поскольку в реальных трубах  $v^2 / 2g \ll H$ , то выражения (8') и (8'') тождественны.

Как видно из равенства (8''), коэффициент фильтрации трубопровода в области квадратичного сопротивления турбулентного режима зависит от длины трубы и пропорционален  $\sqrt{l}$  (помимо зависимости от  $l$ , входящей в  $\zeta_f$  в связи с потерями напора по длине). На рис. 1 представлен график  $\varphi = f(k)$  в соответствии с равенством (8''). Рис. 2 иллюстрирует линейную связь между коэффициентом скорости и безразмерным комплексом  $k / \sqrt{2g \cdot l}$ . Зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta_f$  от  $k / \sqrt{2g \cdot l}$  (рис. 3) показывает, что при больших сопротивлениях ( $\zeta_f > 50$ ) указанный комплекс слабо зависит от величины  $\zeta_f$ , при малых – его значение в значительной степени определяется набором сопротивлений в трубопроводе.

К преимуществам введения коэффициента фильтрации  $k$  следует отнести его очевидный физический смысл:  $k$  имеет размерность скорости и, как правило, порядок средней скорости в трубе. Коэффициент фильтрации зависит от тех же факторов, что  $\zeta_f$  и  $\varphi$ , являясь обобщенным представительным параметром конкретного трубопровода. Еще один характерный параметр, принятый в теории фильтрации – коэффициент проницаемости [12], можно также рассматривать как меру фильтрационной проводимости трубопровода

$$k_{\Pi} = \frac{k \cdot v}{g}, \quad (9)$$

где  $v$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Коэффициент проницаемости имеет размерность площади и применительно к гидравлике труб представляет собой эффективную площадь сечения трубопровода, через которую фильтрует поток жидкости. Согласно (9) коэффициент проницаемости  $k_{\Pi}$  также пропорционален  $\sqrt{l}$  и зависимость  $\varphi = f(k_{\Pi})$  имеет тот же характер, что и зависимость  $\varphi = f(k)$  на рис. 1.

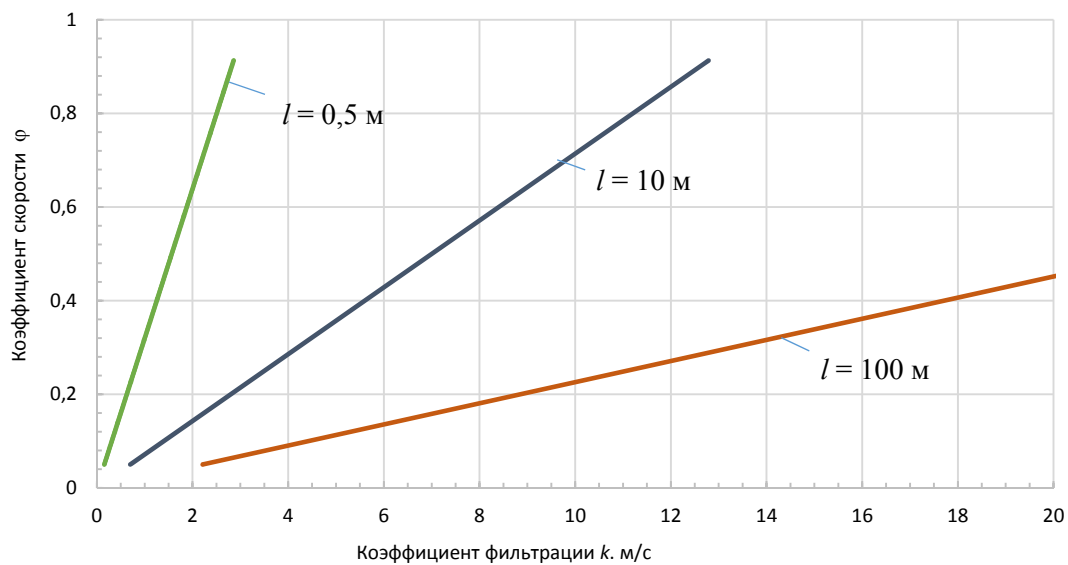


Рис. 1. График зависимости  $\varphi = f(k)$   
Fig. 1. Dependency schedule  $\varphi = f(k)$

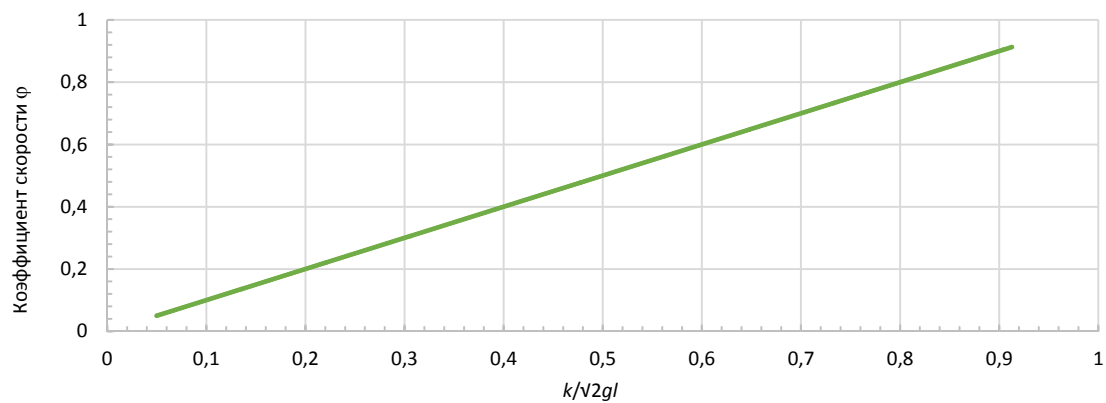


Рис. 2. График зависимости  $\varphi = f\left(k / \sqrt{2g \cdot l}\right)$   
Fig. 2. Dependency schedule  $\varphi = f\left(k / \sqrt{2g \cdot l}\right)$

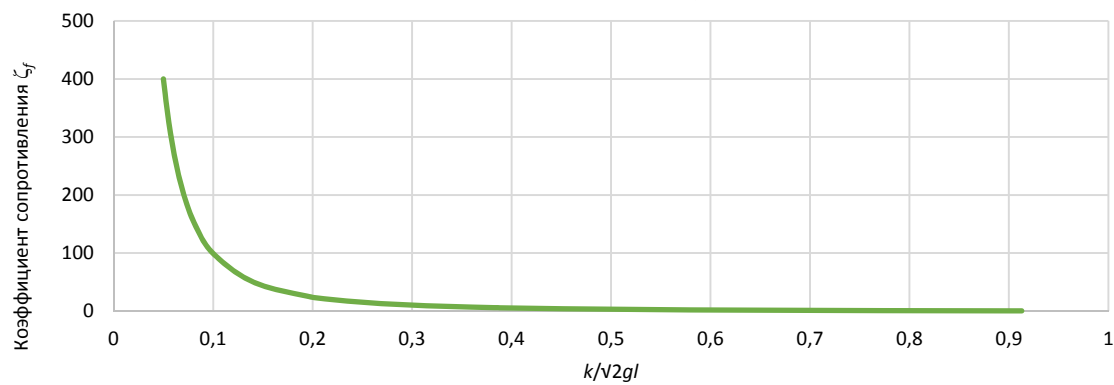


Рис. 3. Влияние гидравлических сопротивлений на величину  $k / \sqrt{2g \cdot l}$   
Fig. 3. The influence of hydraulic resistance on the value  $k / \sqrt{2g \cdot l}$



Рис. 4. Схема участка системы водоснабжения  
Fig. 4. Schema of water supply system section

Для иллюстрации предложенного подхода рассмотрим три частных случая, исследованных экспериментально. Первый случай – короткий трубопровод, в выходном сечении которого устанавливались плоские перфорированные сетки разной поверхностной пористости [9]. Второй случай – трубопровод с искусственным засорением [14]. Случай 3 – участок модели системы внутреннего водоснабжения с набором местных сопротивлений (редуктор давления, манометр, расходомер, шаровой кран) – рис. 4. Все исследованные трубопроводы одинаковой длины и диаметра.

Пропускная способность трубопровода в каждом из указанных случаев определяется своими характерными параметрами. Для плоских перфорированных сеток такими параметрами являются: поверхностная пористость, взаимное расположение и число отверстий [9]; для засоренного трубопровода – тип и степень его засорения (некоторый аналог объемной пористости) [14]; для случая 3 – перепад давления  $\Delta p$  на входе к потребителю, фиксируемый редуктором давления.

Для варианта 3 на модели системы внутреннего водоснабжения проводились экспериментальные исследования по методике,

аналогичной [9] и [14]. По данным опытов определялись коэффициенты скорости  $\phi$  и сопротивления  $\zeta_f$  отдельных потребителей в соответствии с зависимостями [15]

$$\phi = \frac{Q}{\omega \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p}}}, \quad \zeta_f = \frac{1}{\phi^2} - 1, \quad (12)$$

а также устанавливались коэффициенты фильтрации и проницаемости по формулам (8") и (9). На рис. 5 представлена зависимость коэффициента скорости от коэффициента проницаемости трубопровода для всех исследованных случаев.

Опытные данные, совмещенные с теоретическим расчетом рис. 3, приведены на рис. 6. На рис. 7 тот же график представлен в логарифмическом масштабе по оси ординат для более наглядного представления экспериментальных данных и их соответствия предполагаемой теории в области малых значений коэффициентов сопротивления.

Таким образом, при известных расходах жидкости  $Q$ , имея зависимости, подобные рис. 5 (или аналогичные для коэффициента фильтрации и сопротивления – рис. 6) для конкретного трубопровода, можно судить об изменении пропускной способности трубы и делать прогнозы в отношении его фильтрационной проводимости.

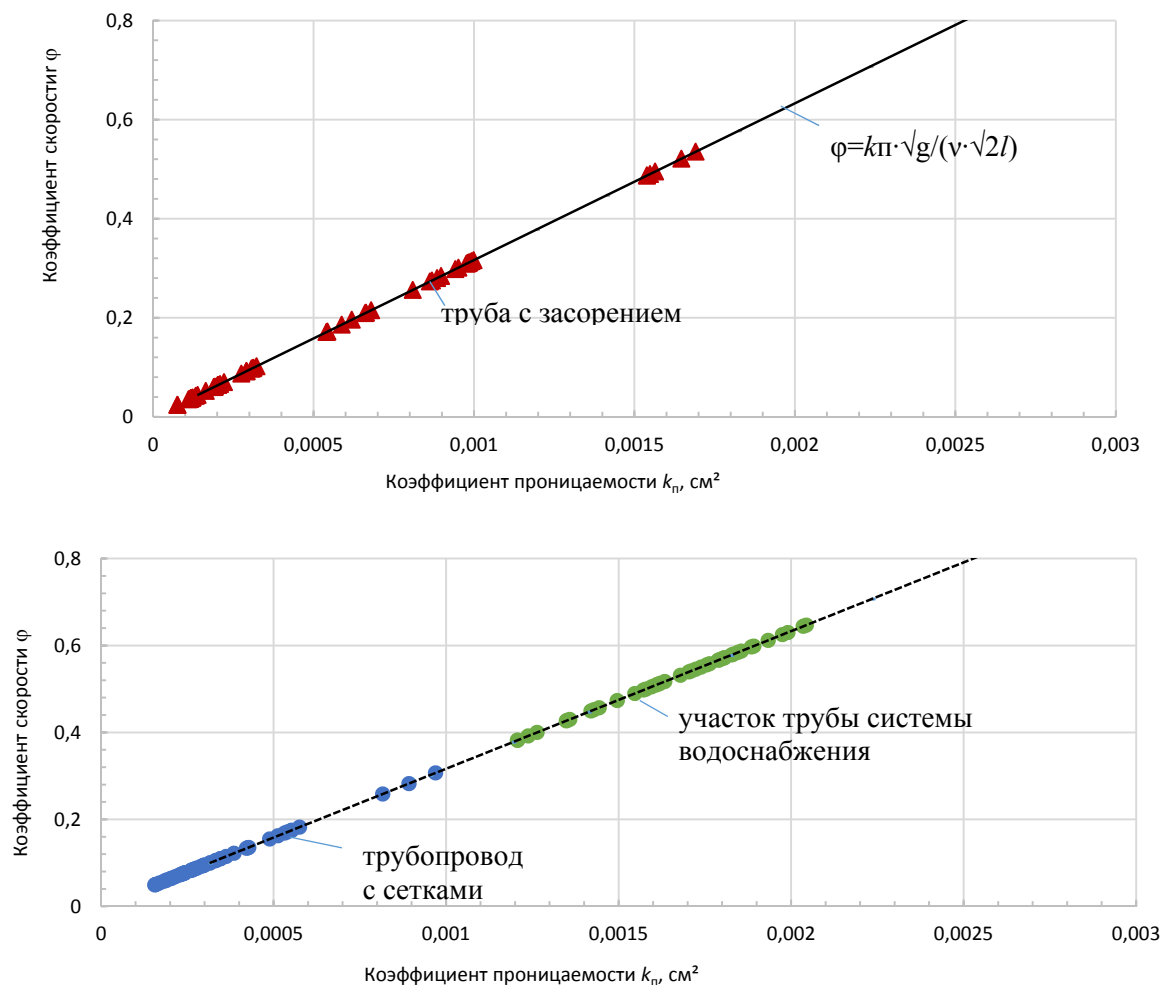


Рис. 5. Графики зависимости  $\varphi = f(k_n)$  для трубопроводов с разным типом гидравлического сопротивления  
Fig. 5. Dependency schedule  $\varphi = f(k_n)$  for pipelines with different types of hydraulic resistance

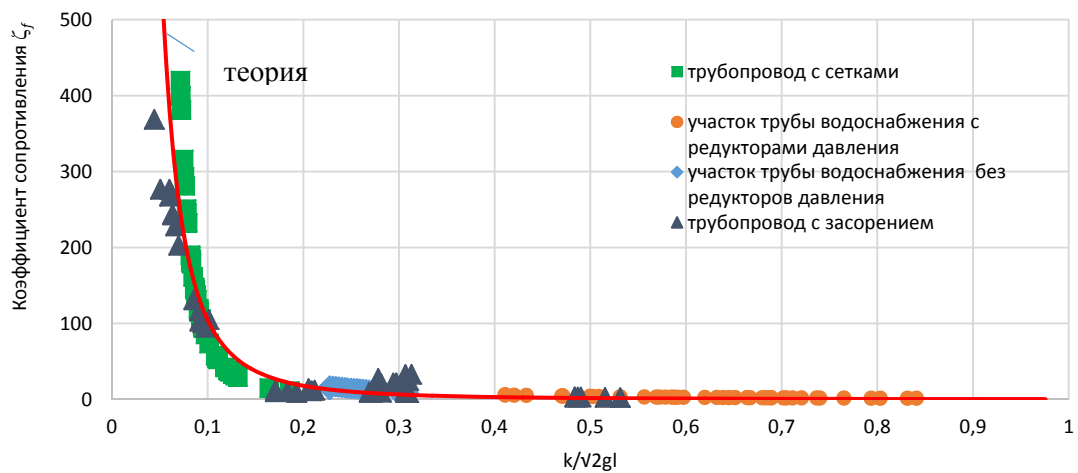


Рис. 6. Зависимость  $\zeta_f = f(k/\sqrt{2gl})$  для трубопроводов с разным типом гидравлического сопротивления

Fig. 6. Dependency schedule  $\zeta_f = f(k/\sqrt{2gl})$  for pipelines with different types of hydraulic resistance

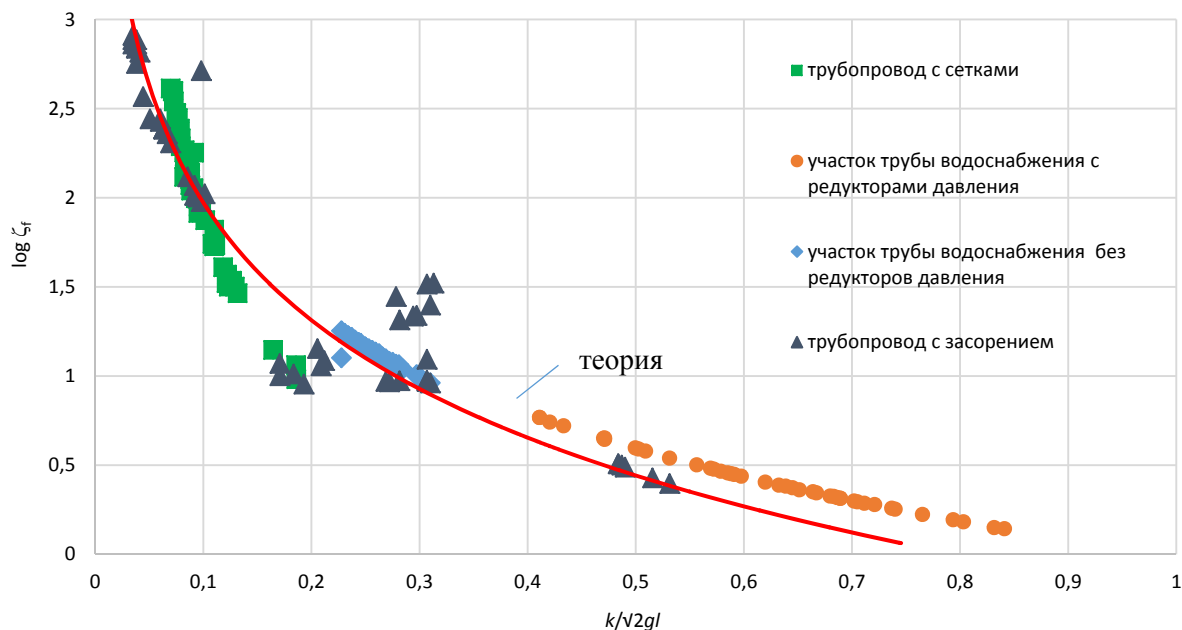


Рис. 7. График зависимости  $\log \zeta_f = f\left(k / \sqrt{2g \cdot l}\right)$  для трубопроводов с разным типом гидравлического сопротивления

Fig. 7. Dependency schedule  $\log \zeta_f = f\left(k / \sqrt{2g \cdot l}\right)$  for pipelines with different types of hydraulic resistance

### Закключение

Пропускная способность трубопроводов и потери энергии при движении жидкостей традиционно определяются с помощью коэффициентов скорости и сопротивления. Замена потока жидкости в трубопроводе экви-

валентным по потерям напора фильтрационным потоком в пористой среде позволяет оценить фильтрационную проводимость трубопровода, произвести ориентировочный прогноз изменения его расходной характеристики.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Орлов Е.В., Комаров А.С, Мельников Ф.А., Серов А.Е. Утечки в трубопроводах систем внутреннего водоснабжения // Вестник МГСУ. 2015. № 3. С. 40–47.
- [2] Орлов В.А. Гидравлические исследования и расчет напорных трубопроводов, выполненных из разных материалов // Вестник МГСУ. 2009. № 1. С. 177–180.
- [3] Продоус О.А. Прогнозирование потерь напора в трубопроводах из разных полимерных материалов // Водоснабжение и санитарная техника. 2018. № 11. С. 60–64.
- [4] Продоус О.А., Добромислов А.Я. О связи между эквивалентной равномерно зернистой шеро-

- хатостью и параметрами физической шероховатости труб из различных материалов // Известия вузов. Строительство и архитектура. 1987. № 5. С. 92–96.
- [5] Лобанов И.Е. Гидравлическое сопротивление в трубах с непостоянной шероховатостью // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2015. № 3. С. 52–56.
- [6] Добромислов А.Я. Таблицы для гидравлических расчетов трубопроводов из полимерных материалов. Том 1. Напорные трубопроводы. М.: ВНИИМП, 2004. 209 с
- [7] Стрелков А.К., Зотов Ю.Н., Михайлова И.Ю. Расчет гидравлических режимов работы внутренних систем водоснабжения в многоквартирных домах //





Водоснабжение и санитарная техника. 2014. № 8. С. 15–20.

[8] **Воинцева И.И., Новиков М.Г., Продоус О.А.** Продление периода эксплуатации трубопроводов систем водоснабжения из стальных и чугунных труб // Инженерные системы. АВОК – Северо-Запад. 2019. № 1. С. 44–47.

[9] **Латухина А.И., Локтионова Е.А., Мифтахова Д.Р., Полупанова Ю.Р.** Сопротивление и проницаемость напорных гидролиний с сетками // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23, № 2. С. 205–214.

[10] **Даценко Е.Н., Васильев Н.И., Авакимян Н.Н., Савенок О.В., Кошелев А.Т.** Гидравлическое сопротивление течению жидкости через пористую среду // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2014. № 12. С. 18–20.

[11] **Вартумян Г.Т., Кошелев А.Т.** Гидравлические сопротивления пористой среды // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2006. № 2. С. 27–28.

[12] **Полубаринова-Кочина П.Я.** Теория движения грунтовых вод. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1977. 664 с.

[13] **Muskat M.** The flow of homogeneous fluid through porous media. Ann Arbor, Michigan, J.W. Edwards Inc. Publ., 1946. 753 p.

[14] **Loktionova E.A., Miftakhova D.R.** Fluid Filtration in the clogged pressure pipelines // Инженерно-строительный журнал. 2017. № 8 (76). Р. 214–224.

[15] **Idel'chik E.** Handbook of hydraulic resistance 4th ed. rev. and augmented. United States: Begell House in Redding, CT., 2008. 881 p.

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ЛОКТИОНОВА** Елена Анатольевна — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: elena.lokt@yandex.ru

**ГОЛОЩАПОВА** Анастасия Алексеевна — студент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: nastuwka.mail@mail.ru

**ГОЛОЩАПОВА** Елена Алексеевна — студент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: lenochka05.10.95@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 02.04.2019

#### REFERENCES

[1] **Ye.V. Orlov, A.S. Komarov, F.A. Melnikov, A.Ye. Serov,** Utechki v truboprovodakh sistem vnutrennego vodosnabzheniya, Vestnik MGSU, 3 (2015) 40–47.

[2] **V.A. Orlov,** Gidravlicheskiye issledovaniya i raschet napornykh truboprovodov, vypolnennykh iz raznykh materialov, Vestnik MGSU, 1 (2009) 177–180.

[3] **O.A. Prodous,** Prognozirovaniye poter napora v truboprovodakh iz raznykh polimernykh materialov, Vodosnabzheniye i sanitarnaya tekhnika, 11 (2018) 60–64.

[4] **O.A. Prodous, A.Ya. Dobromyslov,** O svyazi mezhdu ekvivalentnoy ravnomerno zernistoy sherokhovatostyu i parametrami fizicheskoy sherokhovatosti trub iz razlichnykh materialov, Izvestiya vuzov. Stroitelstvo i arkhitektura, 5 (1987) 92–96.

[5] **I.Ye. Lobanov,** Gidravlicheskiye soprotivleniye v trubakh s nepostoyannoy sherokhovatostyu, Izvestiya

vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsionnaya tekhnika, 3 (2015) 52–56.

[6] **A.Ya. Dobromyslov,** Tablitsy dlya gidravlicheskiykh raschetov truboprovodov iz polimernykh materialov. T. 1. Napornyye truboprovody. M.: VNIIMP, 2004.

[7] **A.K. Strelkov, Yu.N. Zotov, I.Yu. Mikhaylova,** Raschet gidravlicheskiykh rezhimov raboty vnutrennikh sistem vodosnabzheniya v mnogokvartirnykh domakh, Vodosnabzheniye i sanitarnaya tekhnika, 8 (2014) 15–20.

[8] **I.I. Vointseva, M.G. Novikov, O.A. Prodous,** Prodleniye perioda ekspluatatsii truboprovodov sistem vodosnabzheniya iz stalnykh i chugunnykh trub, Inzhenernyye sistemy. AVOK – Severo-Zapad, 1 (2019) 44–47.

[9] **A.I. Latukhina, Ye.A. Loktionova, D.R. Miftakhova, Yu.R. Polupanova,** Soprotivleniye i pronitsayemost

napornykh gidroliniy s setkami, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 23 (2) (2017) 205–214.

[10] Ye.N. Datsenko, N.I. Vasilyev, N.N. Avakimyan, O.V. Savenok, A.T. Koshelev, Gidravlicheskiye soprotivleniya techeniyu zhidkosti cherez poristuyu sredy, Stroitelstvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i na more, 12 (2014) 18–20.

[11] G.T. Vartumyan, A.T. Koshelev, Gidravlicheskiye soprotivleniya poristoy sredy, Stroitelstvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i na more, 2 (2006) 27–28.

[12] P.Ya. Polubarinova-Kochina, Teoriya dvizheniya gruntovykh vod. M.: Nauka. Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury, 1977.

[13] M. Muskat, The flow of homogeneous fluid through porous media. Ann Arbor, Michigan, J.W. Edwards Inc. Publ., 1946,

[14] E.A. Loktionova, D.R. Miftakhova, Fluid Filtration in the clogged pressure pipelines, Inzhenerno-stroitelnyy zhurnal, 8 (76) (2017) 214–224.

[15] E. Idel'chik, Handbook of hydraulic resistance 4th ed. rev. and augmented. United States: Begell House in Redding, CT., 2008.

### THE AUTHORS

**LOKTIONOVA Elena A.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: elena.lokt@yandex.ru

**GOLOSHCHAPOVA Anastasiia A.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: nastuwka.mail@mail.ru

**GOLOSHCHAPOVA Elena A.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: lenochka05.10.95@mail.ru

**Received: 02.04.2019**

DOI: 10.18721/JEST.25207  
УДК 621.515

*А.И. Боровков<sup>1</sup>, И.Б. Войнов<sup>1</sup>, А.Ф. Рекстин<sup>1</sup>, Б.В. Бакаев<sup>2</sup>*

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия  
2 – ООО «Балттурбоком», Санкт-Петербург, Россия

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА**

В работе представлены результаты CFD-расчетов модели двухступенчатой сменной проточной части компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 16 МВт. Рассчитанные характеристики отношения давлений, КПД и коэффициента напора сопоставлены с характеристиками, измеренными на стенде изготовителя при испытании на атмосферном воздухе. Расчеты выполнены как в упрощенной постановке, когда не моделировалось течение в зазорах «рабочее колесо – корпус», так и с учетом течения в зазорах. В первом случае не учитываются потери трения наружных поверхностей дисков колеса и протечки в лабиринтных уплотнениях. Интерфейс сопряжения параметров потока во вращающихся рабочих колесах и безлопаточных диффузорах типа «STAGE», при котором поток на выходе из рабочего колеса осредняется в окружном направлении. При этом из расчета исключается процесс смешения высоко – и низкоэнергетических зон течения в диффузорах. Рассчитанные характеристики по форме близки к экспериментальным, но смещены в область больших расходов, отличаются по величине КПД и отношения давлений в пределах, неприемлемых для применения CFD – расчетов взамен стендовых испытаний.

*Ключевые слова:* центробежный компрессор, проточная часть, отношение давлений, КПД, CFD – моделирование.

*Ссылка при цитировании:*

А.И. Боровков, И.Б. Войнов, А.Ф. Рекстин, Б.В. Бакаев. Моделирование характеристик двухступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 87–104. DOI: 10.18721/JEST.25207.

*A.I. Borovkov<sup>1</sup>, I.B. Voynov<sup>1</sup>, A.F. Rekstin<sup>1</sup>, B.V. Bakaev<sup>2</sup>*

1 – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia  
2 – Baltturbokom, St. Petersburg, Russia

## **MODELING OF CHARACTERISTICS OF TWO-STAGE CENTRIFUGAL GAS COMPRESSOR UNIT**

The study presents the results of CFD calculations of for a flow part of a two-stage 16 MW pipeline compressor. The calculated characteristics of the pressure ratio, efficiency and work coefficient are compared with the characteristics measured at the manufacturer's air test rig. The calculations are

performed in two ways, without and with modeling the flow in the "impeller – stator" gaps. In the first case, friction losses of the outer surfaces of the impeller and leakage in labyrinth seals are not taken into account. The «STAGE» interface connects parameters of the flow at the impeller exit and vaneless diffuser inlet. This approach excludes the mixing of high- and low-energy flow zones in the diffusers from the calculation. The calculated characteristics are close in form to the experimental ones, but they are shifted to the area of higher flow rates, differ in efficiency and pressure ratios within the limits unacceptable for using CFD calculations instead of tests.

**Keywords:** centrifugal compressor, flow part, pressure ratio, efficiency, CFD calculation.

**Citation:**

A.I. Borovkov, I.B. Voynov, A.F. Rekstin, B.V. Bakaev, Modeling of characteristics of two-stage centrifugal gas compressor unit, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 87–104, DOI: 10.18721/JEST.25207.

**Введение.** Традиционный подход к CFD-расчету течений был заложен в конце XIX века в работах Рейнольдса, который предложил характеризовать пульсирующие гидродинамические величины их средними значениями. Во многих областях CFD – расчеты успешно применяются взамен физического эксперимента. Измерение газодинамических характеристик при заводских испытаниях центробежных компрессоров большой мощности стоят дорого и занимают время. CFD-расчеты центробежных компрессоров с различной степенью успешности применяются как отечественными, так и зарубежными специалистами [1–15]. Надежный CFD – расчет газодинамических характеристик позволил бы ограничиться при заводских испытаниях измерением параметров в одной – двух контрольных точках. Еще большее значение возможность корректного CFD – расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров имела бы в практике газодинамического проектирования.

Верификации CFD-расчетов посвящен ряд зарубежный работ. В работе [16] показан расчет малорасходной двузвенной компрессорной ступени. Расчет производился в программе ANSYS CFX, расчетная область состояла из входного патрубка с ВНА, рабочего колеса (РК) и безлопаточного диффузора (БЛД). Рассчитанный КПД превышает измеренный порядка на 11 % практически на всех режимах работы ступени. Измеренный коэффициент

внутреннего напора превышает рассчитанный на 8–14 %.

Продолжением расчетов в работе [16] можно считать результаты, опубликованные в [17]. Рассчитанные характеристика КПД смещена вправо в сторону больших расходов, при этом значения максимального КПД порядка 75 % достаточно точно совпадают как по расчету, так и по эксперименту. Рассчитанная характеристика отношения давлений лежит правее и ниже измеренной.

В работе [18] представлено сравнение расчетных и экспериментальных данных для двух модельных ступеней. Проводился анализ точности CFD-расчетов течения в лабиринтных уплотнениях основного и покрывающего диска, для чего рассматривались зазоры различного размера. Авторы использовали программу ANSYS CFX, модель турбулентности SST, расчетная сетка состояла из 2,45 млн ячеек.

Для всех объектов хорошо моделируется максимальный КПД, рассчитанные характеристики незначительно смещены в сторону меньших расходов по сравнению с измеренными, граница помпажа по расчету несколько ближе к расчетному режиму, по сравнению с экспериментом.

Различия между рассчитанными и измеренными коэффициентами теоретического напора порядка 1,5 % для малорасходной ступени, для среднерасходной ступени различия еще меньше.



Сравнение результатов моделирования центробежной компрессорной ступени в программах ANSYS CFX и NUMECA Fine/Turbo представлено в работе [19]. Объектами исследования являлись модельные ступени фирмы Howden CKD Compressors s.r.o [20]. Были проведены расчеты как с учетом лабиринтных уплотнений, так и без них. Наилучшие результаты дали расчеты в программе NUMECA Fine/Turbo с учетом зазоров при использовании модели турбулентности EARSМ, точность моделирования максимального КПД порядка 1 %, зона работы ступени так же моделируется с приемлемой точностью. Расчет с зазорами в программе ANSYS CFX показал не удовлетворительное моделирование максимального КПД с погрешностью порядка 5 %. Расчеты показали существенное влияние выбора модели турбулентности на результаты расчетов, различия порядка 2 % для расчетного режима и режимов с большими расходами. Результаты расчетов показали, что увеличение густоты сетки на 20 % привело к более точному расчету КПД.

Работы [21, 22] продолжает сопоставление CFD-расчетов и экспериментов модельных ступеней фирмы Howden CKD Compressors s.r.o [20] для ступени с осерадиальным рабочим колесом (ОРК) при помощи программы NUMECA Fine/Turbo. Выявлено существенное смещение рассчитанных характеристик в сторону больших расходов (порядка на 10 %), при этом расчеты с моделью  $k-\omega$  показывают плохое прогнозирование режима помпажа. Величина максимального КПД по расчету и эксперименту практически совпадает. Наилучшие результаты показала модель турбулентности EARSМ.

В работе [23] представлены результаты проведения CFD-расчетов центробежных компрессорных ступеней при помощи программного комплекса фирмы General Electric. Точность полученных результатов достаточна для практического применения программы,

однако программа не доступна широкому кругу пользователей.

В целом, результаты расчетов различных авторов показывают значительную зависимость точности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней от применяемого CFD-пакета, модели турбулентности, густоты расчетной сетки и т. д.

**Цель работы** – проверить соответствие рассчитанных CFD – методом газодинамических характеристик двухступенчатой сменной проточной части (СПЧ) компрессора мощностью 16 МВт, характеристикам, измеренным при заводских испытаниях. По результатам проведенного исследования выработать рекомендации по постановке CFD-расчетов.

#### Расчетное исследование. Объект исследования

Исследуемая СПЧ для компрессора линейного газоперекачивающего агрегата мощностью 16 000 кВт имеет 2 ступени с рабочими колесами диаметром 800 мм и безлопаточные диффузоры, расчетное отношение давлений на газе 1,35. Рис. 1 дает представление о проточной части, которая включает входной патрубок, обратно-направляющий аппарат и выходную сборную камеру.

#### Экспериментальные характеристики

Для оценки результатов виртуального численного эксперимента по определению газодинамических характеристик двухступенчатого компрессора использовались данные, полученные в результате проведения тестовых испытаний (рис. 2). Измеренные характеристики, приведенные ниже, представлены в виде зависимостей безразмерных коэффициентов от массового расхода  $\eta, \psi_i, \pi = f(\bar{m})$ . Здесь:

отношение давлений:

$$\pi = \frac{p_k}{p_n}; \quad (1)$$

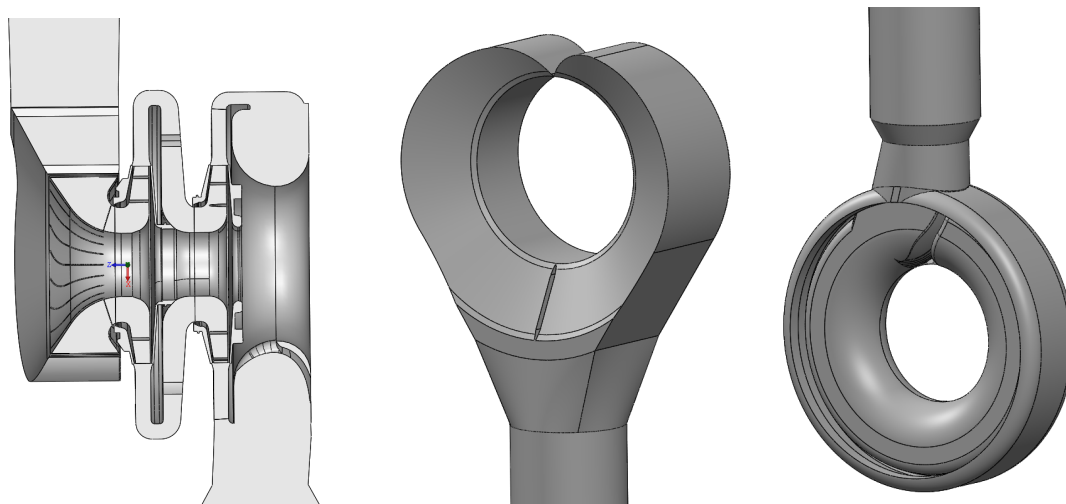


Рис. 1. Слева – меридиональное сечение проточной части СПЧ НЦ-16/76-1.35, в центре – твердотельная модель входного патрубка, справа – твердотельная модель выходной сборной камеры

Fig. 1. On the left – meridional cross section of the pipeline compressor flow part CC-16/76-1.35, in the center – solid model of the inlet nozzle, right-solid model of the exit nozzle

политропный КПД по статическим параметрам:

$$\eta = \frac{\ln\left(\frac{p_k}{p_n}\right)}{\frac{k}{k-1} \ln\left(\frac{T_k}{T_n}\right)}; \quad (2)$$

коэффициент внутреннего напора:

$$\psi_i = \frac{c_p (T_k^* - T_n^*)}{u_2^2}. \quad (3)$$

На рис. 2 результаты испытания представлены в графическом виде.

Экспериментальные точки аппроксимированы аналитическими зависимостями, с которыми ниже сопоставлены результаты виртуального исследования характеристик:

$$\pi = f(\bar{m}) = -0,015\bar{m}^2 + 0,1053\bar{m} + 1,2893; \quad (4)$$

$$\eta = f(\bar{m}) = -0,0188\bar{m}^2 + 0,214\bar{m} + 0,2401; \quad (5)$$

$$\psi_i = f(\bar{m}) = 1,9651 - 0,1642\bar{m}. \quad (6)$$

Отношение измеренных давлений определяется по формуле (1) и измеряется с небольшим

разбросом значений. В работе [24–26] приведены многочисленные результаты заводских испытаний, которые это подтверждают. Однако там есть данные двух испытаний со значительным разбросом значений отношения давлений. На рис. 2 значительный разброс точек есть при расходе больше 6,5 кг/с. Значительно отличаются отношения давлений испытаний № 1 и 3. Результаты испытаний № 2 и 3 достаточно хорошо соответствуют аппроксимирующей зависимости.

Измерение коэффициента внутреннего напора по повышению температуры газа чаще имеет значительную случайную погрешность. Линейной аппроксимирующей зависимости лучше всего соответствуют результаты испытания №2.

При всех четырех испытаниях разброс значений КПД большой, но аппроксимирующей зависимости, очевидно, можно доверять.

Обращает внимание необычно большой диапазон массового расхода. При реальной эксплуатации невозможна работа компрессора на режиме, соответствующем расходу менее 3,5 кг/с. На этом режиме достигается максимальное отношение давлений – это граница помпажа.



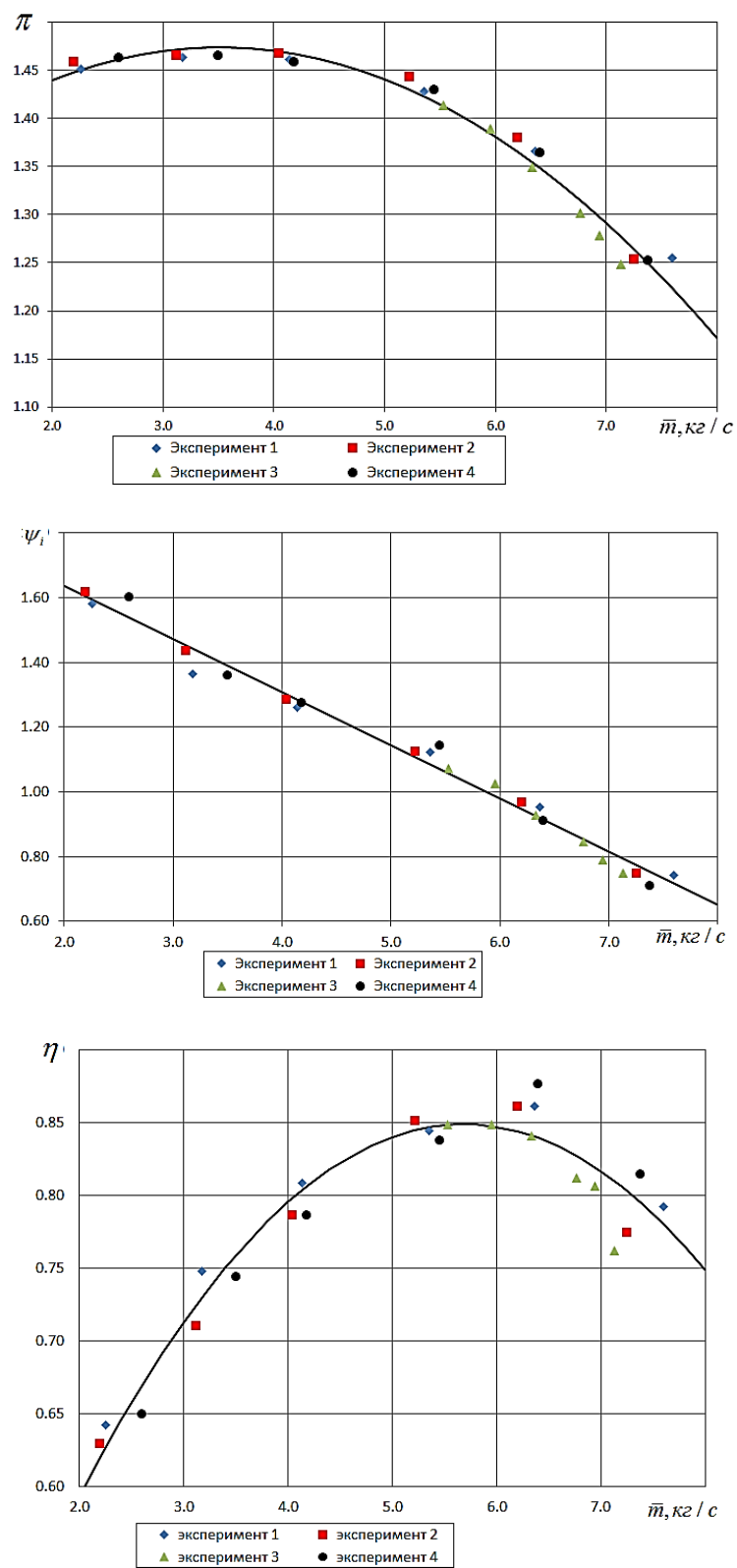


Рис. 2. Аппроксимация результатов экспериментальных исследований  
Fig. 2. Approximation of experimental results

### Методика CFD -расчета

Авторами работы были проведены CFD-расчеты еще для двух объектов с измеренными газодинамическими характеристиками. Это была модельная ступень с полукрытым осерадиальным рабочим колесом, и модель в масштабе 1:2 одноступенчатого компрессора линейного газоперекачивающего агрегата (ГПА) мощностью 32 000 кВт. Были испытаны интерфейсы типа «STAGE», «Frozen Rotor», четыре модели турбулентности, сетки с разным числом элементов. В одном случае в твердотельную модель был включен зазор «корпус — покрывающий диск» (т. е. были учтены потери трения этого диска и протечки в его лабиринтном уплотнении). Один расчет был сделан с учетом периодической нестационарности. Более полное описание проточной части и рабочего процесса ведет к более качественному результату моделирования. Но во всех случаях наблюдалось значительное превышение рассчитанного теоретического напора и политропного напора вследствие этого. При расчете без учета нестационарности характеристики смещались в сторону большего расхода. Такие результаты моделирования не позволяют применять CFD-расчеты ступеней и компрессоров для целей газодинамического проектирования.

Объект настоящего исследования — двухступенчатый компрессор — ранее авторами не моделировался. Его проточная часть более сложный объект для построения твердотельной модели. Было принято решение на данном этапе провести расчет в стационарной постановке и применить простейший интерфейс «STAGE», с осреднением потока на входе из рабочего колеса. При выполнении численного моделирования была выбрана SST модель турбулентности. Расчеты выполнены с помощью программы ANSYS/CFX. В расчете участвует полная проточная часть со всеми межлопаточными каналами. Это необходимо в связи с неосесимметричностью проточной части компрессора, конкретно — входного и выходного устройства.

При использовании CFD-расчетов в исследовательских целях часто не моделируется течение в зазорах «рабочее колесо — корпус». При этом из рассмотрения исключается процесс трения наружных поверхностей дисков. Трение

дисков дополнительно передает газу механическую энергию двигателя. Через лабиринтные уплотнения покрывающего диска и вала протекает некоторое количество газа. Протечки через лабиринтные уплотнения и трение дисков снижает КПД. Тем не менее, в работах [27–31] показано, что расчеты в упрощенной постановке дают хорошие результаты по оценке максимального КПД центробежных ступеней. Это оправдывает практику расчетов без моделирования течения в зазорах. С другой стороны, автор работы [23] настаивает, что для корректного моделирования характеристик в целом следует рассчитывать течение в зазорах. Для прояснения вопроса характеристики СПЧ рассчитаны с учетом и без учета течения в зазорах.

При построении расчетной модели использовались структурированная схема с гексагональными элементами для рабочих колес, диффузора и обратно-направляющего аппарата (ОНА) и неструктурированная гибридная сетка для входного и выходного устройств. Для учета пограничного слоя к границам, определяющим стенки проточной части задавалось сгущение, необходимое для удовлетворения требованиям моделей турбулентности и пристеночным функциям. Размер первой пристеночной ячейки варьируется в диапазоне 10–50 мкм. Коэффициент увеличения размера 1.2–1.5. Общее количество расчетных ячеек составило 39 200 000. Разработанная сеточная модель проточной части компрессора представлена на рис. 3.

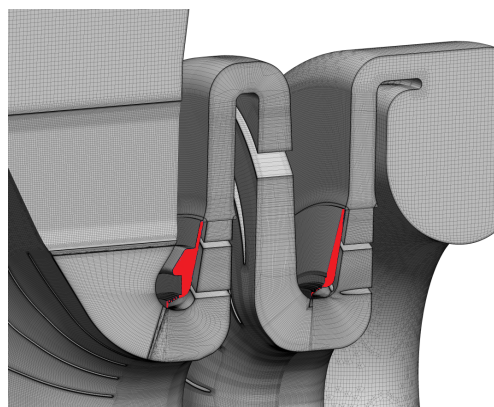


Рис. 3. Разрез сеточной расчетной модели модельного компрессора с учетом лабиринтных уплотнений

Fig. 3. Computational grid of the inlet nozzle and exit nozzle

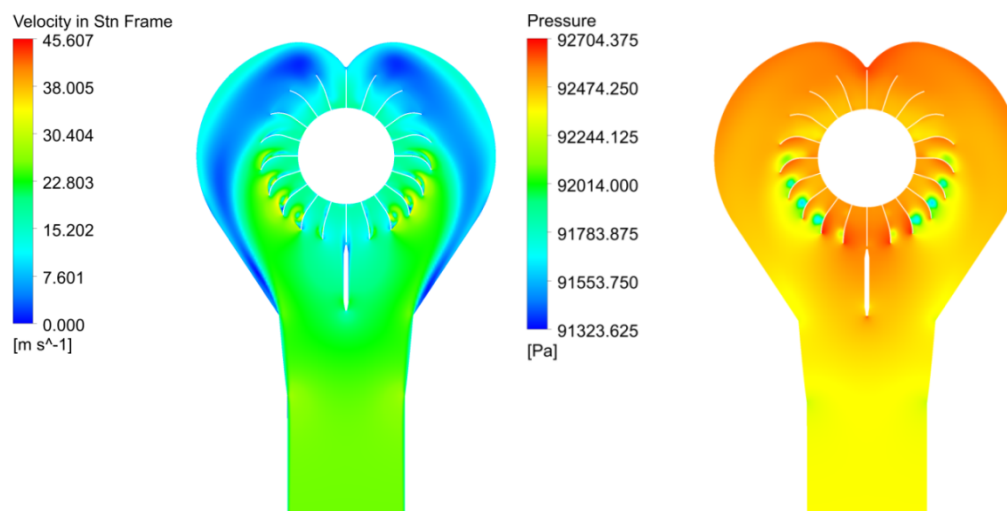


Рис. 4. Поле скоростей (слева) и статических давлений (справа) во входном патрубке  
Fig. 4. Velocity field (left) and static pressure field (right) in inlet nozzle

При моделировании течения в зазорах «РК – корпус» в расчетную сетку добавлялись элементы, определяющих лабиринтные уплотнения (показаны на рис. 3 красным). Количество расчетных ячеек в модели при этом увеличилось на 15 млн.

#### Особенности структуры течения

Наиболее интересные особенности течения связаны с неосесимметричностью проточной части. Информация о структуре течения представлена для режима максимального КПД с расходом 5,35 кг/с на средних по высоте каналов сечениях проточной части.

Поле скоростей потока во входном патрубке демонстрирует рис. 4. Застойная зона (синий цвет) показывает развитие отрыва потока на переходе из радиальной трубы в спиральную камеру. Локальные желтые зоны указывают на ударное обтекание направляющих лопаток. Вместе с тем, окружная неравномерность поля скоростей на выходе из входного патрубка — на входе в рабочее колесо 1-й ступени — небольшая. Но статическое давление заметно меньше в области, противоположной подводящей радиальной трубе. Это демонстрация потерь давления в спиральной части входного патрубка.

Рис. 5 демонстрирует структуру потока в выходной сборной камере.

Выходное устройство центробежного компрессора создает окружную неравномерность. Такая неравномерность при больших давлениях газа приводит к большой аэродинамической силе, действующей на ротор в радиальном направлении. Известны случаи поломок. Часто применяющиеся в компрессорах для газовой промышленности магнитные подшипники не выдерживают большую радиальную нагрузку. Явно невыгодная аэродинамическая на расчетном режиме форма сборной камеры в виде тороида обеспечивает меньшую радиальную нагрузку на нерасчетных режимах по сравнению с аэродинамически более совершенной улиткой и поэтому находит применение [32].

Течение в осесимметричных элементах проточной части также заслуживает внимания. На рис. 6 показано поле скоростей и давлений в лопаточных каналах обратно направляющего аппарата.

В [33] рекомендовано выполнять лопатки ОНА с положительным углом атаки  $+(4-5)$  градусов на расчетном режиме. Обтекание лопаток в соответствии с этой рекомендацией показывают зоны отрыва — синий цвет на рис. 6 слева.

Не ясна причина разного характера обтекания лопаток рабочих колес 1-й и 2-й ступеней — рис. 7.

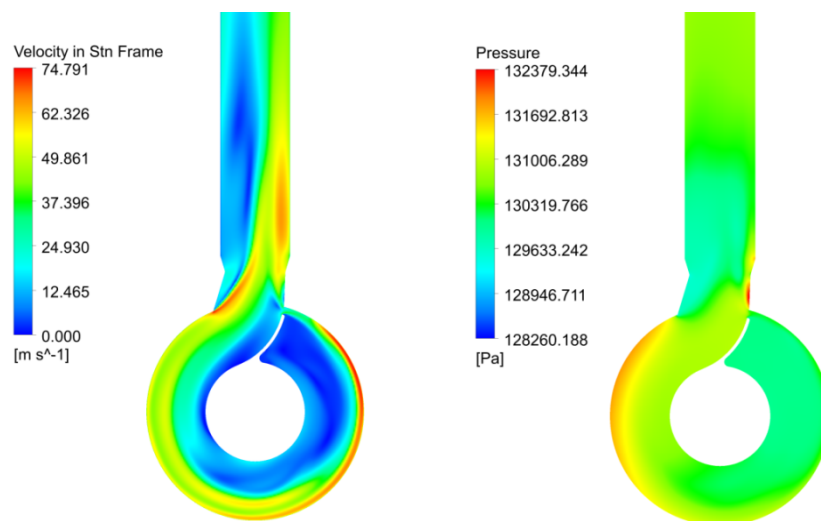


Рис. 5. Поле скоростей (слева) и статических давлений (справа) в выходной сборной камере  
Fig. 5. Velocity field (left) and static pressures (right) in the exit nozzle

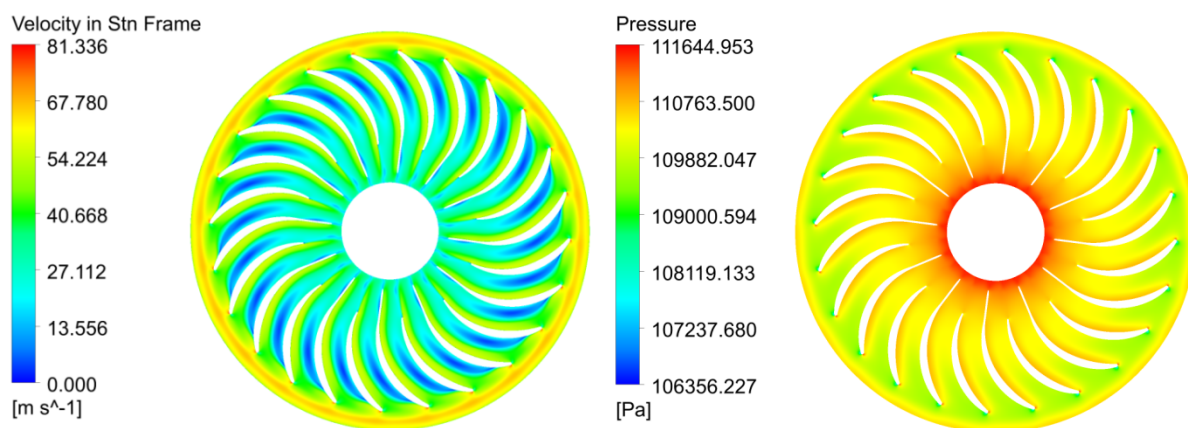


Рис. 6. Поле скоростей (слева) и статических давлений (справа) в ОНА  
Fig. 6. Velocity field (left) and static pressures (right) in return channel

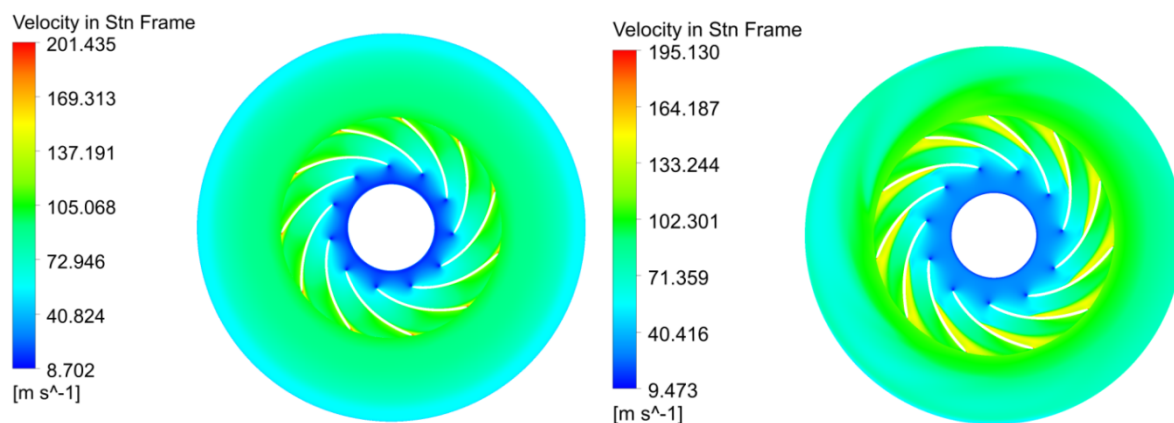


Рис. 7. Поле абсолютных скоростей в лопаточных аппаратах.

Слева – РК 1-й ступени. Справа – РК 2-й ступени

Fig. 7. The field of absolute velocities in the blade rows.

On the left – 1-st stage impeller. On the right – 2-nd stage impeller



Известно, что рабочие колеса СПЧ НЦ-16/76-1,35 спроектированы Методом универсального моделирования [34] с контролем замедления потока на задней поверхности лопаток для предотвращения или минимизации отрыва потока. У низконапорных РК, как у СПЧ НЦ-16/76-1,35, на расчетном режиме отрыва можно избежать [32]. Структура потока в РК 1-й ступени равномерная. Очевидно, там отрыва нет. Лопаточный аппарат РК 2-й ступени аналогичен аппарату РК 1-й ступени. В нем на задней поверхности появляются и развиваются к выходу из колеса зоны высоких абсолютных скоростей. Это зоны отрыва относительной скорости. В абсолютном движении это зоны большой скорости. Остановившийся в относительном движении поток в абсолютной системе координат имеет скорость вращения колеса. Причина появления отрыва в РК 2-й ступени требует дополнительного исследования.

#### **Результаты моделирования газодинамических характеристик. Сопоставление двух способов моделирования**

При инженерных расчетах центробежных компрессоров существует практика раздельного рассмотрения движения газа по проточной части и в зазорах «рабочее колесо – корпус». В проточной части механическая энергия передается газу лопатками рабочего колеса. Ее удельная величина – механическая энергия, отнесенная к единице массы газа – называется теоретическим напором  $h_t$ . Согласно основному уравнению турбомашин теоретический напор и соответствующий безразмерный коэффициент связаны с окружной скоростью и с окружной проекцией абсолютной скорости:

$$h_t = c_{u2} \cdot \psi u_2, \quad \psi_T = h_t / u_2^2 = c_{u2} / u_2. \quad (7)$$

К теоретическому напору добавляется работа трения дисков и работа, связанная с протечкой газа через лабиринтное уплотнение покрывающего диска. Суммарная работа – внутренний напор. Коэффициент внутреннего напора связан с коэффициентом теоретиче-

ского напора через безразмерные коэффициенты дискового трения и протечек [35]:

$$\psi_i = \psi_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (8)$$

В инженерных расчетах используется так называемый гидравлический КПД, не учитывающий течение газа в зазорах «рабочее колесо – корпус». Он связан с политропным КПД через коэффициенты дискового трения и протечек:

$$\eta_r = \eta / (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (9)$$

При CFD-расчетах без учета зазоров определяются коэффициент теоретического напора и гидравлический КПД. При расчетах с течением в зазорах определяются коэффициент внутреннего напора и политропный КПД. Различие следует иметь в виду при сравнении результатов расчетов.

На рис. 8–10 сопоставлены рассчитанные газодинамические характеристики с учетом и без учета течения в зазорах.

Выпадение точек при CFD-расчете может быть связано с погрешностью итерационного процесса. Неясно, случайно или нет, но в пределах расхода 5,2–7,6 кг/с при обоих расчетах точки выпадают в одинаковом направлении.

Политропный КПД должен быть меньше гидравлического. Так и протекают рассчитанные характеристики обоих КПД. При одномерном анализе коэффициенты потерь  $\beta_{тр}$  и  $\beta_{пр}$  рассчитываются по эмпирическим формулам. В Методе универсального моделирования [36] используются хорошо проверенные формулы. Для приближенного анализа представим эти формулы в упрощенном виде:

$$\beta_{тр} + \beta_{пр} = \frac{0,0008}{\Phi \cdot \psi_T}. \quad (10)$$

По этой формуле гидравлический КПД при оптимальном расходе порядка 6,3 кг/с должен быть больше на 3 %, а по CFD-расчету разница менее 1 %. При близком к границе помпажа расходе порядка 4,1 кг/с гидравлический КПД должен быть больше на 4 %, что примерно соответствует CFD-расчету.

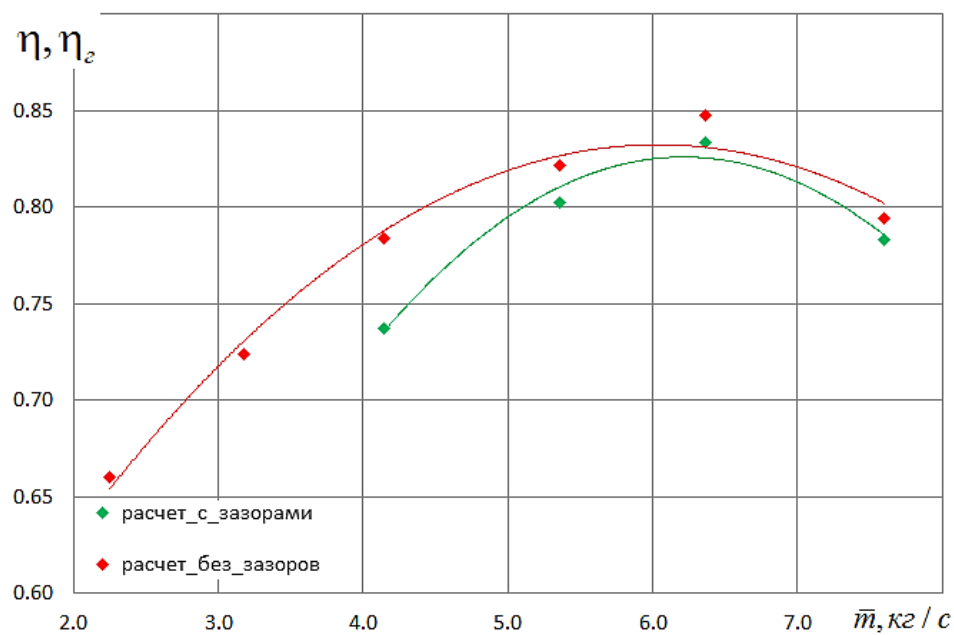


Рис. 8. CFD-расчет характеристики КПД СПЧ НЦ-16/76-1.35

Fig. 8. CFD-calculation of efficiency characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

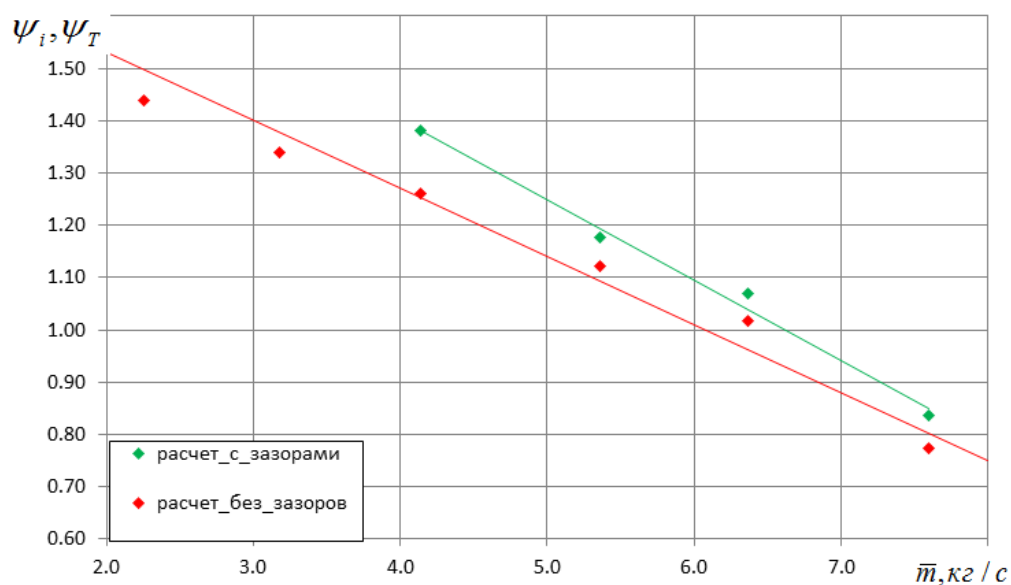


Рис. 9. CFD-расчет характеристик коэффициентов внутреннего и теоретического напоров СПЧ НЦ-16/76-1.35

Fig. 9. CFD-calculation of loading factor and work coefficient characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

Характеристики коэффициентов внутреннего и теоретического напоров сопоставлены на рис. 9.

При заметном разбросе точек, особенно при расчете без учета зазоров, характеристики линейные, что соответствует экспериментам





[25, 35, 37, 38], в том числе, испытанию СПЧ НЦ-16/76-1.35 (ниже на рис. 11). Характеристика коэффициента внутреннего напора закономерно расположена выше характеристики коэффициента теоретического напора. Согласно формулам (8) и (11) при расходах 6,3 и 4,1 кг/с коэффициент теоретического напора должен быть меньше на 3 и 4 % соответственно. По CFD-расчету разница составляет 7,5 и 10 %. Очевидно, влияние течения в зазорах при CFD-расчетах не ограничивается суммированием потерь, но влияет на моделирование течения в проточной части.

Рассчитанные при двух способах моделирования характеристики отношения давлений сопоставлены на рис. 10.

При одномерном анализе учет течения в зазорах должен приводить к смещению зеленой характеристики влево по отношению к красной. Но из-за того, что коэффициент напора значительно больше при расчете с учетом течения в зазорах, характеристика отношения давлений лежит правее и выше.

### Обсуждение результатов. Сопоставление измеренных и рассчитанных характеристик

На рис. 11 измеренные характеристики сопоставлены с результатами CFD-расчета. Хотя сопоставлять политропный и гидравлический КПД, теоретический и внутренний коэффициенты напора не вполне корректно, на графиках представлены оба варианта расчетов.

Положительный результат проведенных расчетов в том, что характеристики СПЧ НЦ-16/76-1,35 рассчитаны во всем диапазоне расходов, а не только при больших расходах, как это было при моделировании модельной ступени и одноступенчатого компрессора. В отличие от СПЧ, в обоих этих случаях поток на входе в рабочие колеса был равномерным.

Рассчитанная с учетом зазоров характеристика коэффициента внутреннего напора проходит почти параллельно с измеренной характеристикой. Но рассчитанный коэффициент внутреннего напора больше примерно на 10 %. Это характерно для всех ранее выполненных сопоставлений.

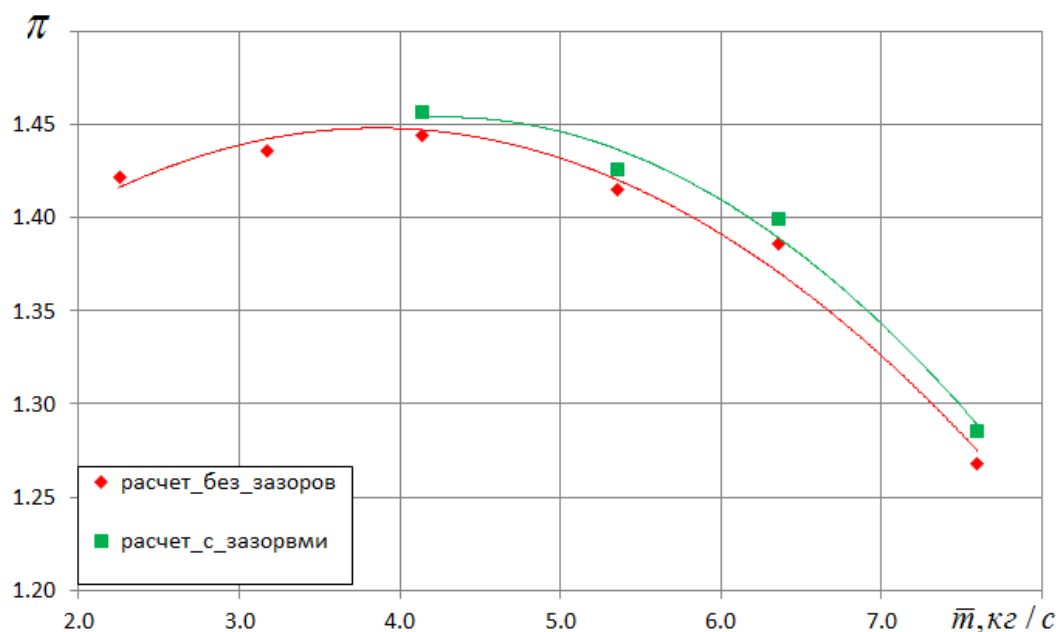


Рис. 10. CFD-расчет характеристик отношения давлений СПЧ НЦ-16/76-1.35

Fig. 10. CFD-calculation of the pressure ratio characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

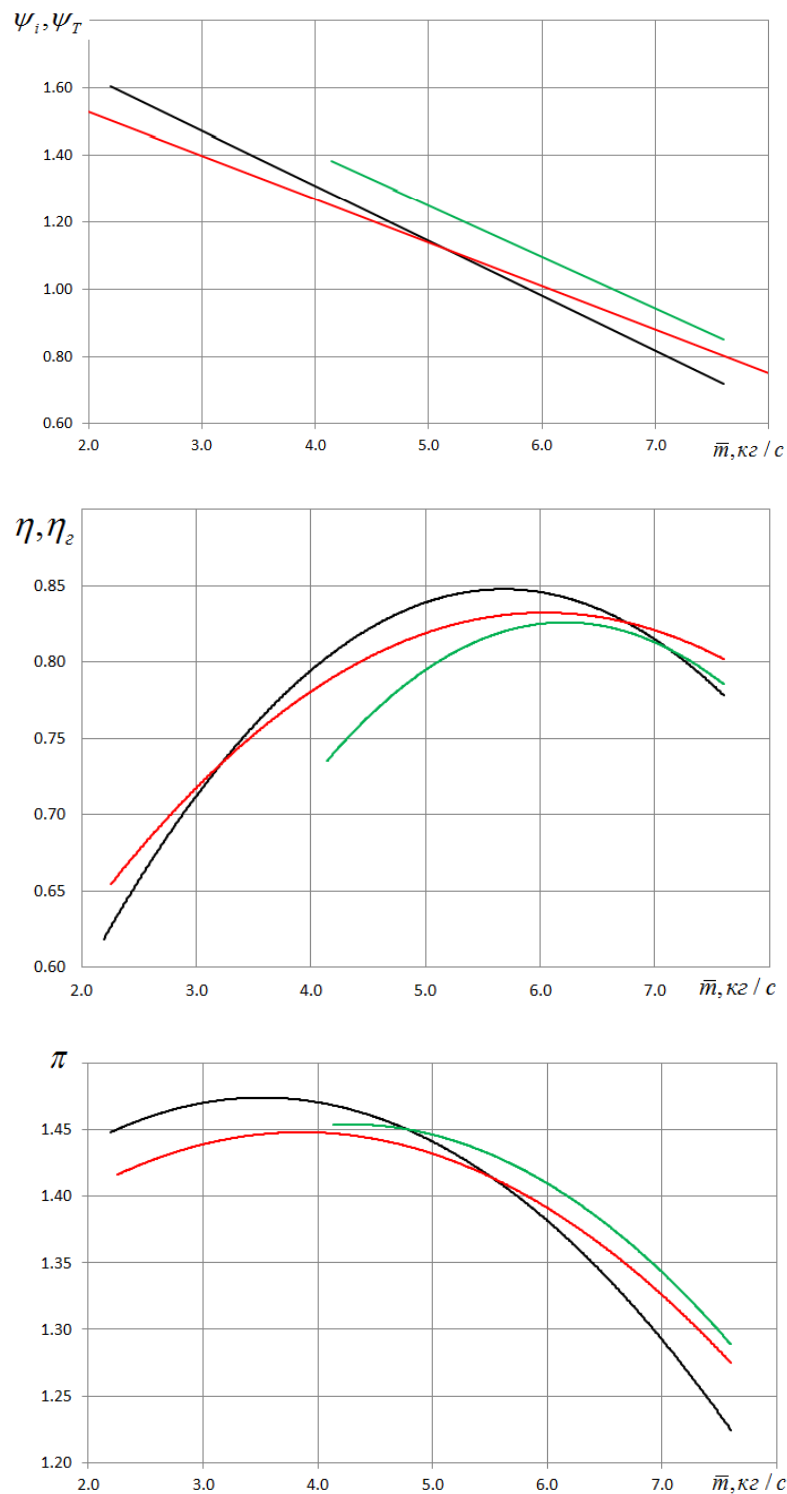


Рис. 11. Измеренные и рассчитанные характеристики СПЧ НЦ-16/76-1.35

Черный — измеренные характеристики, красный — расчет без учета зазоров, зеленый — расчет с учетом зазоров

Fig. 11. Measured and calculated characteristics of the pipeline compressor CC-16/76-1.35

Black — measured characteristics, red — calculation without gaps, green — calculated with gaps



Рассчитанный с учетом зазоров максимальный КПД ниже измеренного на 2,5 %. В практически важном диапазоне расходов влево от оптимального расхода 5,35 кг/с измеренное отношение давлений много больше рассчитанного.

Видимо, рассчитанные потери напора больше реальных. Следует полагать, что КПД сменной проточной части измерен корректно, а его рассчитанная величина занижена.

Рассчитанная с учетом зазоров «рабочее колесо — корпус» характеристика отношения давлений смещена вправо. Это результат завышенной величины коэффициента напора. Рассчитанная нагрузка лопаток (разность давлений на передней и задней поверхностях) больше действительной нагрузки. Это приводит к усилению перестройки потока на входе в лопаточный аппарат, смещающей характеристики в сторону большего расхода [32]. Из-за пониженного КПД максимальное отношение давлений по расчету заметно меньше измеренного — несмотря на более высокий рассчитанный коэффициент напора. Это доказательство некорректного расчета КПД.

Характеристики, рассчитанные без учета зазоров «рабочее колесо — корпус» ближе к измеренным характеристикам. Но использовать это обстоятельство как рекомендацию по методике моделирования вряд ли возможно. В целом полученное отличие рассчитанной величины отношения давлений выходит за пределы, приемлемые для применения CFD — расчетов взамен стендовых испытаний.

### Заключение

При моделировании газодинамических характеристик двухступенчатого компрессора СПЧ НЦ-16/76-1,35 получено существенное приближение к результатам испытания. Ранее при упрощенном моделировании с применением интерфейса «STAGE» не удавалось смоделировать характеристики при расходах меньше расчетного расхода. Существенно

сближены напорные характеристики. При расчете завышенные потери давления в проточной части ведут к тому, что рассчитанное отношение давлений меньше измеренного. Авторы надеются добиться дальнейшего прогресса CFD — моделирования центробежных компрессоров. В первую очередь следует решить вопрос корректного расчета коэффициента внутреннего напора. Это приблизит оптимальный режим по расчету к действительному оптимальному режиму. После этого можно будет более обоснованно решать проблему уточнения расчета потерь напора.

Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165).

### Примечание

Условные обозначения:

$c_u$  — окружная составляющая скорости;  $c_p$  — теплоемкость при постоянном давлении;  $k$  — показатель изэнтропы;  $\bar{m}$  — массовый расход;  $p$  — давление;  $T$  — температура;  $u$  — окружная скорость;  $\beta_{пр}$  — коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении;  $\beta_{тр}$  — коэффициент дискового трения;  $\Phi$  — условный коэффициент расхода;  $\eta$  — коэффициент полезного действия;  $\Psi_t$  — коэффициент теоретического напора;  $\Psi_i$  — коэффициент внутреннего напора;  $\pi$  — отношение давлений;  $h_t$  — теоретический напор;

Подстрочные индексы:

0, 1, 2 — индексы контрольных сечений; г — гидравлический; к — конечное; н — начальное;  $u$  — проекция скорости на окружное направление.

Надстрочные индексы

\* — относится к полным параметрам (параметры торможения).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Prasad V.V., Kumar M.L., Reddy B.M.** Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD // *Science Insights: An International Journal*. 2011. No. 1(1). P. 6–10.
- [2] **Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D., Clunet F.** CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range // *EPJ Web of Conferences*. 2013. Vol. 45. DOI: 10.1051/epjconf/20134501059.
- [3] **Marechale R., Ji Min, Cave M.** Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778*.
- [4] **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors // *Journal of Turbomachinery* January. 2015. Vol. 137 / 011007-1. DOI: 10.1115/1.4028247
- [5] **Harley P., Spence S., Filsinger D., Dietrich M., Early J.** Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15–19, 2015, Montréal, Canada*.
- [6] **Elfert M., Weber A., Wittrock D., Peters A., Voss C., Nicke E.** Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13–17, 2016, Seoul, South Korea GT2016-56546*.
- [7] **Xinqian Z., Meijie Z.** Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 131. P. 933–946.
- [8] **Shahin I., Gadala M., Alqaradawi M., Badr O.** Unsteady CFD simulation for high speed centrifugal compressor operating near surge // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16–20, 2014, Düsseldorf, Germany GT2014-27336*.
- [9] **Meduri U.K., Selvam K., Nawrocki G.** CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada*.
- [10] **Kosprdova J., Oldřich J.** The Development of Centrifugal Turbo Compressor Stage Using CFD in the 20th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, September 29 October 1. 2008. URL: <https://ru.scribd.com/document/45780046/000000194-f> (дата обращения: 25.06.2018).
- [11] **Startsev A., Fokin Yu., Steshakov Eu.** CFD design and analysis of a compact single-spool compressor for a heavy transport helicopter's powerplant // 29th congress of the international council of the aeronautical sciences. St. Petersburg, Russia, 2014. URL: [http://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014\\_0928\\_paper.pdf](http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf) (дата обращения: 25.06.2018).
- [12] **Маренина Л.Н.** CFD-моделирование и анализ характеристик неподвижных элементов проточной части центробежной компрессорной ступени // *Компрессорная техника и пневматика*. – 2016. – № 3. – С. 27–35
- [13] **Гамбургер Д.М.** Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [текст] // *Дис... канд. техн. наук. – СПбГПУ. – 2009. – С. 190*
- [14] **Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А.** Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 1. // *Компрессорная техника и пневматика*. 2014. № 3. С. 35–41.
- [15] **Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А.** Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Ч. 2 // *Компрессорная техника и пневматика*. 2014. № 4. С. 15–21.
- [16] **Kabalyk K., Kryłowicz W.** Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*. 2016. No. 131. P. 41–53.
- [17] **Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr.Z.** Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbo-compressor Modernization // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.



- [18] **Marechale R., Ji Min, Cave M.** Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015* June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778.
- [19] **Matas R., Syka T., Lunacek O.** Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades // *EPJ Web of Conferences 11th International Conference on Experimental Fluid Mechanics Volume 143*, 02073 (2017) DOI: 10.1051/epjconf/201714302073 Czech Republic; November 15–18, 2016.
- [20] **Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R.** The design of a family of process compressor stages // *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12*, April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden Paper ID: ETC2017-134.
- [21] **Matas R., Syka T., Hurda L.** Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics // *EPJ Web of Conferences* 180, 02060 (2018). URL: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060> EFM 2017
- [22] **Syka T., Matas R., Luňáček O.** Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage // *AIP Conference Proceedings* 1745, 020059 (2016). DOI: 10.1063/1.4953753
- [23] **Guidotti E.** Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesis – Università degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.
- [24] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатов К.В.** К обсуждению методов заводских испытаний газовых центробежных компрессоров // *Компрессорная техника и пневматика*. 2016. № 2. С. 12–17.
- [25] **Солдатова К.В.** Верификация новой версии модели потерь напора Метода универсального моделирования по результатам заводских испытаний центробежных компрессоров // *Компрессорная техника и пневматика*. 2016. № 7. С. 1–25.
- [26] **Солдатова К.В.** Банк данных модельных ступеней, с характеристиками, рассчитанными по результатам заводских испытаний центробежных компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*. 2016. № 8. С. 20–24.
- [27] **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Уточнение алгоритма расчета параметров потока в центробежной компрессорной ступени. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование*. 2010. № 4 (110). С. 150–157.
- [28] **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** О применении и расчете КПД проточной части турбокомпрессора. *Компрессорная техника и пневматика*. 2011. № 8. С. 18–24.
- [29] **Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование*. 2014. № 3(202). С. 45–53.
- [30] **Galerkin Y., Drozdov A., Soldatova K.** Centrifugal compressor efficiency types and rational application. *Conference № Compressors and their Systems № – London*. – 2013. – p. 533 – 542.
- [31] **Galerkin Y., Drozdov A.** New version of the Universal modeling for centrifugal compressor gas dynamic design // *22nd International Compressor Engineering Conference – West Lafayette*. 2014. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2275> (дата обращения: 26.07.2018).
- [32] **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. СПб.: Изд-во КХТ, 2010. 650 с.
- [33] **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение. 1982. 271 с.
- [34] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатов К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А.** Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями // *17 Междунар. науч.-техн. конф.* Казань, 2017. Май. С. 19–29.
- [35] **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
- [36] **Солдатова К.В.** Анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени численными методами и рекомендации по проектированию : дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбГПУ, 2007. 180 с.
- [37] **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.** Принципы моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса // *Компрессорная техника и пневматика*. 2016. № 1. С. 24–34.
- [38] **Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами // *Научно-технические ведомости*. 2014. № 3. С. 45–54.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**БОРОВКОВ Алексей Иванович** — кандидат технических наук проректор по перспективным проектам Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: ViceRector.AP@spbstu.ru

**ВОЙНОВ Игорь Борисович** — начальник отдела Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: voinov@compmechlab.com

**РЕКСТИН Алексей Феликсович** — кандидат технических наук заместитель заведующего НИИ «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

**БАКАЕВ Борис Владимирович** — генеральный директор ООО «Балттурбоком»

E-mail: baltcompressor@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 16.08.2018

## REFERENCES

- [1] V.V. Prasad, J.L. Kumar, B.M. Reddy, Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD, Science Insights: An International Journal, 1 (1) (2011) 6–10.
- [2] P. Le Sausse, P. Fabrie, D. Arnou, F. Clunet, CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range, EPJ Web of Conferences, 45 (2013). DOI: 10.1051/epjconf/20134501059
- [3] R. Marechale, Min Ji, M. Cave, Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778.
- [4] P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early, Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors, Journal of Turbomachinery, 137 (2015) 011007-1. DOI: 10.1115/1.4028247
- [5] P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early, Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15–19, 2015, Montréal, Canada.
- [6] M. Elfert, A. Weber, D. Wittrock, A. Peters, C. Voss, E. Nicke, Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13–17, 2016, Seoul, South Korea GT2016-56546.
- [7] Z. Xinqian, Z. Meijie Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors, Applied Thermal Engineering, 131 (2018) 933–946.
- [8] I. Shahin, M. Gadala, M. Alqaradawi, O. Badr, Unsteady CFD simulation for high speed centrifugal compressor operating near surge // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16–20, 2014, Düsseldorf, Germany GT2014-27336.
- [9] U.K. Meduri, K. Selvam, G. Nawrocki, CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15–19, 2015, Montréal, Canada.
- [10] J. Kosprdova, J. Oldřich, The Development of Centrifugal Turbo Compressor Stage Using CFD in the 20th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague, September 29 October 1. 2008. URL: <https://ru.scribd.com/document/45780046/00000194-f> (accessed June 25, 2018).
- [11] A. Startsev, Yu. Fokin, Eu. Steshakov, CFD design and analysis of a compact single-spool compressor for a heavy transport helicopter's powerplant, 29th congress of the international council of the aeronautical sciences. St. Petersburg, Russia,





2014. URL: [http://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014\\_0928\\_paper.pdf](http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf) (accessed June 25, 2018).
- [12] **L.N. Marenina**, CFD-modelirovaniye i analiz kharakteristik nepodviznykh elementov protochnoy chasti tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 3 (2016) 27–35
- [13] **D.M. Gamburger**, Chislennoye modelirovaniye techeniya vyazkogo gaza v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni: metodika i rezultaty : dis. ... kand. tekhn. nauk. SPb.: SPbGPU, 2009.
- [14] **Yu.B. Galerkin, O.A. Solovyeva**, Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobeznykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitelnykh eksperimentov. Ch. 1, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 3 (2014) 35–41.
- [15] **Yu.B. Galerkin, O.A. Solovyeva**, Sovershenstvovaniye metodov rascheta bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobeznykh kompressornykh stupeney na osnove vychislitelnykh eksperimentov. Ch. 2, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 4 (2014) 15–21.
- [16] **K. Kabalyk, W. Kryłowicz**, Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient, *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*, 131 (2016) 41–53.
- [17] **W. Kryłowicz, P. Świder, Z. Kozanecki, K. Kabalyk, Jr.Z. Kozanecki**, Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization, 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.
- [18] **R. Marechale, Min Ji, M. Cave**, Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015* June 15–19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778.
- [19] **R. Matas, T. Syka, O. Lunacek**, Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades, *EPJ Web of Conferences 11th International Conference on Experimental Fluid Mechanics Volume 143*, 02073 (2017) DOI: 10.1051/epjconf/201714302073 Czech Republic; November 15–18, 2016.
- [20] **H. Hazby, M. Casey, C. Robinson, R. Spataro**, The design of a family of process compressor stages, *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12*, April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden Paper ID: ETC2017-134.
- [21] **R. Matas, T. Syka, L. Hurda**, Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics, *EPJ Web of Conferences 180*, 02060 (2018) <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060> EFM 2017
- [22] **T. Syka, R. Matas, O. Luňáček**, Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage, *AIP Conference Proceedings 1745*, 020059 (2016). DOI: 10.1063/1.4953753
- [23] **E. Guidotti**, Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesis – Università degli Studi di Bologna, 2014.
- [24] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, K. obsuzhdeniyu metodov zavodskikh ispytaniy gazovykh tsentrobeznykh kompressorov**, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2 (2016) 12–17.
- [25] **K.V. Soldatova**, Verifikatsiya novoy versii modeli poter napora Metoda universalnogo modelirovaniya po rezultatam zavodskikh ispytaniy tsentrobeznykh kompressorov, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 7 (2016) 1–25.
- [26] **K.V. Soldatova**, Bank dannykh modelnykh stupeney, s kharakteristikami, rasschitannymi po rezultatam zavodskikh ispytaniy tsentrobeznykh kompressorov, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 8 (2016) 20–24.
- [27] **Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov**, Utochneniye algoritma rascheta parametrov potoka v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni, *Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye*, 4 (110) (2010) 150–157.
- [28] **Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov**, O primeneni i raschete KPD protochnoy chasti turbokompressora, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 8 (2011) 18–24.
- [29] **Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov**, Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobeznykh kompressornykh stupeney s oseradialnymi rabochimi, *Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye*, 3 (202) (2014) 45–53.
- [30] **Y. Galerkin, A. Drozdov, K. Soldatova**, Centrifugal compressor efficiency types and rational application, *Conference «Compressors and their Systems»*. London, (2013) 533–542.

- [31] **Y. Galerkin, A. Drozdov**, New version of the Universal modeling for centrifugal compressor gas dynamic design. — 22nd International Compressor Engineering Conference — West Lafayette. — 2014. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2275> (accessed July 26, 2018).
- [32] **Yu.B. Galerkin**, Turbokompressory. SPb.: Izd-vo KKhT, 2010.
- [33] **K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin**, Tsentrobeznyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982.
- [34] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov, Yu.A. Popov**, Razvitiye nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya LPI-SPbPU Petra Velikogo, rezultaty sotrudnichestva s kompressorostroytel'yami, 17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya. Kazan, 2017. May, 19–29.
- [35] **V.F. Ris**, Tsentrobeznyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye, 1981.
- [36] **K.V. Soldatova**, Analiz dvizheniya gaza v zazore «pokryvayushchiy disk-korpus» tsentrobeznoy kompressornoy stupeni chislennymi metodami i rekomendatsii po proyektirovaniyu: dis. ... kand. tekhn. nauk. SPb.: SPbGPU, 2007.
- [37] **Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova**, Printsipy modelirovaniya napornoy kharakteristiki tsentrobezhnogo rabocheho kola, Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. 1 (2016) 24–34.
- [38] **Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov**, Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobeznykh kompressornykh stupeney s oseradialnymi rabochimi kolesami, Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti, 3 (2014) 45–54.

#### THE AUTHORS

**BOROVKOV Aleksei I.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: ViceRector.AP@spbstu.ru

**VOYNOV Irogr B.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: voinov@compmechlab.com

**REKSTIN Aleksei F.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

**BAKAEV Boris V.** — *Baltturbokom*

E-mail: baltcompressor@gmail.com

**Received: 16.08.2018**



DOI: 10.18721/JEST.25208  
УДК 621.515

*А.Ф. Рекстин. Ю.Б. Галеркин*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ПЕРВИЧНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Метод универсального моделирования, разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университете и успешно используемый в проектной практике, оперирует в качестве газодинамических параметров проектирования условным коэффициентом расхода, коэффициентом теоретического напора и критериями сжимаемости. Основное конструктивное ограничение для рабочего колеса — втулочное отношение. Ранее использованный алгоритм первичного проектирования рабочих колес был основан на обобщении опыта проектирования и отдельных расчетных экспериментов. На следующих этапах проектирования с математическим моделированием характеристик и анализом диаграмм скоростей, в ряде случаев требуется значительная корректировка размеров и формы рабочего колеса. Для приближения первичного проекта к окончательному виду проточной части авторы выполнили оптимальное проектирование 124 радиальных и осерadiальных рабочих колес с условными коэффициентами расхода 0,015–0,15, коэффициентами теоретического напора 0,40–0,70, втулочными отношениями 0,25–0,40. Геометрические параметры обобщены аппроксимирующими зависимостями и дополнены рекомендациями по применению классических формул расчета размеров входа в колесо, что вместе образует предлагаемый метод первичного проектирования.

*Ключевые слова:* радиальное рабочее колесо, осерadiальное рабочее колесо, условный коэффициент расхода, теоретический коэффициент напора, геометрические параметры, первичное проектирование

*Ссылка при цитировании:*

А.Ф. Рекстин, Ю.Б. Галеркин. Совершенствование метода первичного проектирования рабочих колес центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 105–117. DOI: 10.18721/JEST.25208.

*A.F. Rekstin, Yu.B. Galerkin*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **IMPROVING METHOD FOR PRIMARY DESIGN OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLERS**

A universal modeling method, developed at the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University and successfully used in design practice, uses a flow rate coefficient, a loading factor and compressibility criteria as gas-dynamic design parameters. The main design constraint for the impeller is the hub ratio. The algorithm previously used for initial design of impellers is based on generalizing the design experience and separate calculated experiments. In some cases, significant correction of the dimensions and shape of the impeller is required in subsequent stages of design. To approximate the initial design to the final design, we performed optimal design of 124 radial and axial-radial impellers with flow rate coefficients of 0.015 to 0.15, loading factors of 0.40 to 0.70, hub ratios of 0.25 to 0.40. Geometric parameters are approximated by algebraic formulae and supplemented with recommendations to apply classic formulae of the impeller's inlet dimensions, which together form the proposed method of initial design.

*Keywords:* 2D impeller, 3D impeller, flow rate coefficient, loading factor, geometry parameters, primary design/

*Citation:*

A.F. Rekstin, Yu.B. Galerkin, Improving method for primary design of centrifugal compressor impellers, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 105–117, DOI: 10.18721/JEST.25208.

**Введение.** Совершенство газодинамического проекта определяет энергозатраты на привод компрессора, что является основной статьей эксплуатационных расходов, поэтому развитие методов газодинамического проектирования актуально. Школа Невского завода создала основу и внесла главный вклад в отечественную компрессорную науку [1, 2]. Казанская школа развивает методы проектирования с учетом собственных взглядов [3–5]. Также расчетом и проектированием центробежных компрессоров занимаются зарубежные организации [6–8]. Исследования Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ привели к созданию системы взглядов и комплекса компьютерных программ оптимального проектирования и расчета центробежных компрессоров – Метода универсального моделирования [9–13].

Процесс проектирования начинается с вариантного расчета. В Метод универсального моделирования используется программа вариантного расчета на базе упрощенной математической модели КПД [14]. Результат расчета – газодинамические параметры проектирования ступеней компрессора: условный коэффициент расхода, коэффициент теоретического напора, условные критерии Маха и Рейнольдса. Далее задача сводится к проектированию каждой из ступеней компрессора.

Для достижения конечного результата проектирования – определения размеров и формы проточной части, при которых ступень сообщает газу с максимальным КПД нужную механическую работу при заданном расходе – первичные размеры корректируются на основании расчетов газодинамических характеристик по математической модели и на основании качественного анализа диаграмм скоростей невязкого потока на лопатках рабочих колес [10]. При существующем методе первичного проектирования размеры рабочих колес существенно корректируются. Это обстоятельство не влияет на конечный результат – качество газодинамического проекта – но процесс достижения результата удлиняется. Важно и то обстоятельство, что процесс оптимизации требует участия оператора, обладающего соответствующей квалификацией.

**Цель работы** – разработать метод первичного проектирования центробежных компрессорных колес, дающий размеры, максимально приближенные к окончательным размерам проточной части.

Объект первичного проектирования – проточная часть рабочих колес, осерадиальных (ОРК) и радиальных (РРК). В меридиональной плоскости проточную часть определяют следующие размеры – рис. 1.

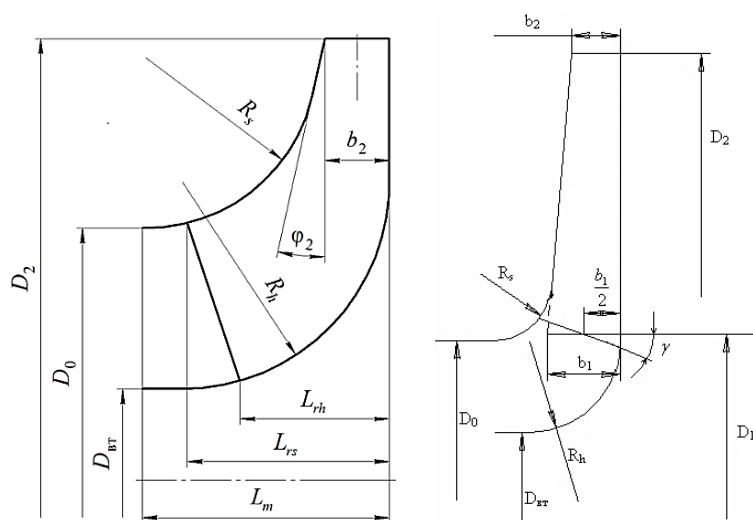


Рис. 1. Схема и размеры рабочего колеса в меридиональной плоскости. Слева – ОРК, справа – РРК  
Fig. 1. Scheme and dimensions of the impeller in the meridional plane. Left – 3D impeller, right – 2D impeller



Меридиональная форма основного и покрывающего диска — это сочетание трех видов поверхностей:

радиальные поверхности,  
конические поверхности с прямолинейной образующей,

конические поверхности с криволинейными образующими в виде дуг окружности. Обоснование такой формы — в монографии [10].

При определении размеров РК заданными параметрами являются:  $\bar{D}_{\text{вт}}$ ,  $\bar{\delta}_{\text{рк}}$

$$\Phi_{\text{расч}} = \frac{\bar{m}_{\text{расч}}}{0,784 D_2^2 u_2 \rho_0^*}, \quad (1)$$

$$\psi_{T \text{ расч}} = (c_{u2} / u_2)_{\text{расч}}, \quad (2)$$

критерии подобия сжимаемости:

$$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{k}{k-1} R T_0^*}}$$

или  $\lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_0^*}}, k = C_p / C_v. \quad (3)$

Форма лопаточной решетки определяется количеством лопаток, их относительной толщиной, углами входа и выхода и характером изменения лопаточных углов по длине лопаток. Форма лопаток определяется зависимостью угла лопаток (на средней поверхности) от координаты в меридиональной плоскости  $\beta_{\text{л}} = f(\bar{l}_m)$ . Выбор вида этой функции при проектировании рабочего колеса осуществляется путем качественного анализа диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока. Для расчета используется программа ЗДМ.023, у которой функция  $\beta_{\text{л}} = f(\bar{l}_m)$  задается квадратичными алгебраическими уравнениями. Вид функции  $\beta_{\text{л}} = f(\bar{l}_m)$  определяет выбор двух коэффициентов «А» и «В».

У РРК поверхность лопаток непространственная, цилиндрическая. Форму лопаток определяет одно уравнение  $\beta_{\text{л}} = f(\bar{r})$ . Для ОРК средняя линия задается двумя уравнениями  $\beta_{\text{л}} = f(\bar{l}_m)$  — на периферийной и втулочной поверхностях лопатки.

## Объекты и методика расчетного исследования

Представленное ниже расчетное исследование преследует цель получить размеры проточной части рабочих колес в практически значимом диапазоне параметров проектирования.

Диапазон параметров проектирования, актуальный для подавляющего большинства промышленных компрессоров выбран таким:

$$\Phi_{\text{расч}} = 0,015-0,15,$$

$$\psi_{T \text{ расч}} = 0,40-0,70,$$

$$\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,40.$$

В соответствии с концепцией проектирования в диапазоне  $\Phi_{\text{расч}} = 0,015-0,080$  проектируются радиальные рабочие колеса. В диапазоне  $\Phi_{\text{расч}} > 0,08$  проектируются осерадиальные рабочие колеса. Спроектированы и рассчитаны РРК с шестью значениями  $\Phi_{\text{расч}}$  и ОРК с четырьмя значениями  $\Phi_{\text{расч}}$ . Для всех РК приняты 4 значения  $\psi_{T \text{ расч}}$  в диапазоне 0,40–0,70. Для РК в диапазоне  $\Phi_{\text{расч}} < 0,08$  принят ряд  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25, 0,30, 0,35$  и 0,40. Для РК с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,08-0,15$  ряд  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25, 0,30$  и 0,35.

Объекты расчетного анализа с последующим обобщением их параметров для целей первичного проектирования представлены в табл. 1 (124 РРК и ОРК).

Рабочие колеса спроектированы по стандартной методике Метода универсального моделирования. Оптимизация лопаточных решеток сделана сравнением диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока необходимого для оптимизации количества вариантов — обычно 10–25 вариантов. Диаграммы скоростей невязкого потока рассчитываются с выполнением постулата Жуковского — Чаплыгина, что позволяет рассчитать циркуляцию потока на лопатках и теоретический напор рабочего колеса при невязком обтекании. Анализ напорных характеристик модельных колес позволил выбрать значение коэффициента уменьшения теоретического напора из-за вязкости потока  $K_{\mu} = \psi_{T \text{ расч}} / \psi_{T \text{ расч нв}}$ . При расчетах для всех РК принято значение  $K_{\mu} \approx 0,93$ .

Таблица 1

Объекты расчетного анализа

Objects of calculation analysis

$\Phi_{\text{расч}}$	0,015	0,0228	0,0346	0,0526	0,080	0,0936	0,1095	0,128	0,15
$\Phi_{0\text{ расч}}$	0,01532	0,02312	0,0349	0,0529	0,08032	0,0939	0,1098	0,1283	0,1503
$\psi_{\text{Г расч}} - D_{\text{вг}}$									
	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25
	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30
	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35
	0,40–0,40	0,40–0,40	0,40–0,40	0,40–0,40	—	—	—	—	—
	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25
	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30
	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35
	0,482–0,40	0,482–0,40	0,482–0,40	0,482–0,40	—	—	—	—	—
	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25
	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30
	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35
	0,581–0,40	0,581–0,40	0,581–0,40	0,581–0,40	—	—	—	—	—
	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25
	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30
	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35
	0,70–0,40	0,70–0,40	0,70–0,40	0,70–0,40	—	—	—	—	—

Расчеты обтекания по программе ведутся по  $\Phi_{0\text{ расч}}$ , который учитывает поток протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска. Для приближенной оценки коэффициента протечек используется эмпирическая формула:

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{0,00032}{\Phi}, \quad (4)$$

$$\Phi_{0\text{ расч}} = \Phi_{\text{расч}} (1 + \beta_{\text{пр}}) = \Phi_{\text{расч}} + 0,00032. \quad (5)$$

Показатель политропы определяется с учетом статического КПД рабочего колеса. КПД условно принят равным КПД ступени по упрощенной математической модели [13].

**Примеры оптимизированных рабочих колес  
ОРК с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$**

Размеры всей серии из 12 этих колес представлены в табл. 2.

Характерную форму проточной части ОРК 015-070-035 демонстрирует рис. 2.

Особенности проточных частей ОРК по результатам проектирования:

линейная зависимость лопаточных углов от длины лопатки в меридиональной плоскости обеспечивает приемлемую форму диаграмм скоростей и принята для всех ОРК при первичном проектировании. На периферийной поверхности тока обтекание безударное и максимальная скорость на профиле практически равна средней скорости потока. Замедление потока вдоль задней поверхности небольшое. Возникновение низкоэнергетической зоны — следа — неизбежно у высоконапорного колеса с  $\psi_{\text{Г расч}} = 0,70$ . Но при диаграмме скоростей, как на рис. 2, след образуется в месте разгрузки лопатки, на самом выходе из лопаточной решетки. Это минимизирует потери смешения [9];





Таблица 2

Размеры проточной части ОРК с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$ ,  $\psi_{\text{T расч}} = 0,40-0,70$ ,  $\bar{D}_{\text{BT}} = 0,25-0,35$

3D impeller flow part dimensions,  $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$ ,  $\psi_{\text{T расч}} = 0,40-0,70$ ,  $\bar{D}_{\text{BT}} = 0,25-0,35$

РК\прмтр.	$\bar{D}_{\text{BT}}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	$z$	$(\beta_{\text{л1s}}/\beta_{\text{л1h}})^0$	$\beta_{\text{л2}}^0$
015-040-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	10	29/49	44,5
015-040-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	10	31/51	44,5
015-040-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	10	31/51	45
РК\прмтр.	$\bar{D}_{\text{BT}}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	$z$	$(\beta_{\text{л1s}}/\beta_{\text{л1h}})^0$	$\beta_{\text{л2}}^0$
015-0482-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	13	28,5/48,5	51
015-0482-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	13	30,5/50,5	50,5
0015-0482-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	13	32/52	50,5
РК\прмтр.	$\bar{D}_{\text{BT}}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	$z$	$(\beta_{\text{л1s}}/\beta_{\text{л1h}})^0$	$\beta_{\text{л2}}^0$
015-0581-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	15	28,5/48,5	61
015-0581-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	15	30/50	61
015-0581-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	15	32/52	60,5
РК\прмтр.	$\bar{D}_{\text{BT}}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	$z$	$(\beta_{\text{л1s}}/\beta_{\text{л1h}})^0$	$\beta_{\text{л2}}^0$
015-070-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	18	30/50	75
015-070-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	18	31/51	76
015-070-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	18	32,5/52,5	75,5

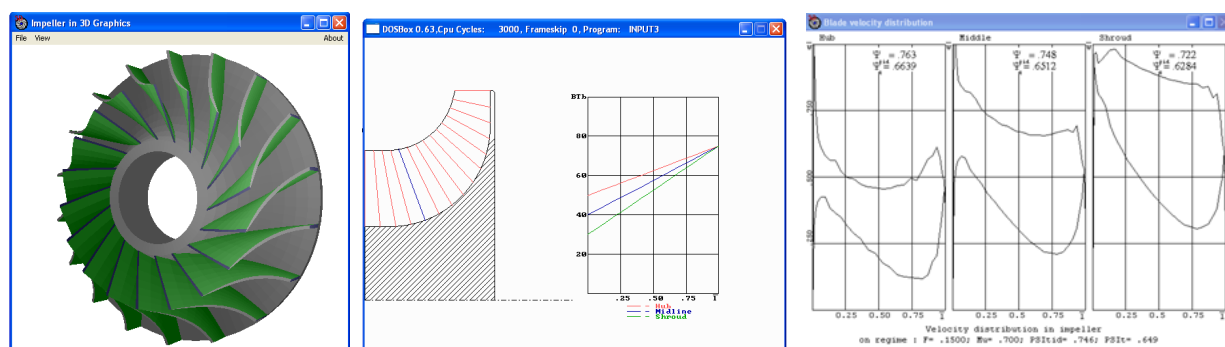


Рис. 2. Программа 3ДМ.023. Вид лопаточной решетки, схема проточной части и диаграммы скоростей ОРК 015-070-035

Fig. 2. The 3DM.023program. A blade cascade view, the flow path scheme and the velocity diagrams of 3D impeller 015-070-0

у всех ОРК входной угол у втулки на 16–20° больше угла на периферии. Углы атаки у втулки положительные. Это сделано по двум причинам. Большой входной угол у втулки уменьшает длину профиля, что уменьшает потери трения. Большой входной угол у втулки уменьшает угол навала входной кромки. Угол

навала увеличивает поверхность лопаток (потери трения) и уменьшает коэффициент стеснения. Так как на втулочной поверхности тока входная скорость намного меньше, чем на периферии, то ударные потери на расчетном режиме невелики, и положительные факторы преобладают;

Таблица 3

Размеры проточной части для первичного проектирования РРК с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,080$ ,  $\psi_{\text{т расч}} = 0,40-0,70$ ,  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,35$

The flow path dimensions for the 2D impeller primary design,  $\Phi_{\text{расч}} = 0,080$ ,  $\psi_{\text{т расч}} = 0,40-0,70$ ,  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,35$

РК\прмтр	$\bar{D}_{\text{вт}}$	$\bar{D}_1$	$\bar{D}_0$	$\bar{b}_1$	$\bar{b}_2$	$z$	$\beta_{\text{л1}}^0$	$\beta_{\text{л2}}^0$	A	B
0080-040-035	0,35	0,61	0,595	0,1050	0,075	10	27	31,5	0,3	0,5
0080-040-030	0,30	0,583	0,566	0,110	0,075	10	27	31	0,3	0,5
0080-040-025	0,25	0,558	0,542	0,115	0,075	10	28	30,5	0,3	0,5
0080-0482-035	0,35	0,616	0,598	0,106	0,075	14	27	36,5	0,3	0,5
0080-0482-030	0,30	0,587	0,570	0,111	0,075	13	28	36,5	0,3	0,5
0080-0482-025	0,25	0,562	0,545	0,116	0,075	12	28,5	36,5	0,3	0,5
0080-0581-035	0,35	0,621	0,603	0,108	0,075	15	25	49	0,3	0,5
0080-0581-030	0,30	0,592	0,575	0,113	0,075	15	27	48	0,3	0,5
0080-0581-025	0,25	0,567	0,551	0,118	0,075	14	27	48,5	0,3	0,5
0080-070-035	0,35	0,628	0,610	0,110	0,075	18	23,5	71	0,3	0,5
0080-070-030	0,30	0,600	0,583	0,115	0,075	18	23,5	71	0,3	0,5
0080-070-025	0,25	0,575	0,558	0,12	0,075	18	25	69,5	0,3	0,5

в работах [15, 16] есть рекомендации по изменению угла навала на выходе лопаток и переменной величине выходного угла по высоте выходной кромки. Для первичного проектирования авторы приняли  $\chi_2 = 0$ ,  $\beta_{\text{л2}} = f(b_2) = \text{const}$ ;

Хорошие диаграммы скоростей получены при одинаковой для всех 12-ти рабочих колес с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,15$  величине  $\bar{b}_2 = 0,085$ . Ступени с одинаковым втулочным отношением имеют одинаковый меридиональный контур. Такая же ситуация и для других серий ОРК и РРК. То есть, значения  $\bar{b}_2$  при первичном проектировании зависят только от  $\Phi_{\text{расч}}$ . При больших коэффициентах напора нужно уменьшать высоту лопаток для увеличения коэффициента расхода и уменьшения  $w_2/w_1$  межлопаточных каналов. Но расчеты показали, что уменьшение  $\bar{b}_2$  от принятых при первичном проектировании значений мало влияет на  $w_2/w_1$ , но в более узких каналах больше потери трения.

#### Среднерасходные РРК с $\Phi_{\text{расч}} = 0,080$

Авторы считают значение  $\Phi_{\text{расч}} = 0,080$  верхней границей рационального применения непроточных рабочих колес. Информация о результатах проектирования 12-ти рабочих колес с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,080$  — размерах проточ-

ной части для первичного проектирования — представлена в табл. 3.

Нужный вид диаграмм скоростей обеспечен выбором соответствующих значений коэффициентов формы средней линии. Оптимизация РРК всех параметров в диапазоне  $\Phi_{\text{расч}} = 0,015-0,080$  показала целесообразность контроля диаграмм скоростей. Радиальные рабочие колеса со средней линией лопаток в виде дуги окружности неэффективны при больших коэффициентах напора и маленьких коэффициентах расхода [16].

#### Малорасходные РРК с $\Phi_{\text{расч}} = 0,015$

Размеры выхода у колес с разными втулками одинаковые, но при меньшей втулке — меньше входная скорость, поэтому у РРК 0015-040-025 течение в межлопаточном канале конфузорное. Как показали исследования положительный угол атаки на расчетном режиме у малорасходных колес предпочтительнее, чем маленький входной угол лопаток. Большая нагрузка на входной кромке неопасна в силу маленькой скорости на входе. Увеличивающаяся или постоянная скорость вдоль задней поверхности и отсутствие диффузорности при разгрузке на выходе гарантируют отсутствие следа за лопаткой.



Т а б л и ц а 4

Размеры проточной части для первичного проектирования РРК с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,015$ ,  $\psi_{\text{тр расч}} = 0,40-0,70$ ,  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,40$

The flow path dimensions for the 2D impeller primary design,  $\Phi_{\text{расч}} = 0,015$ ,  $\psi_{\text{тр расч}} = 0,40-0,70$ ,  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,25-0,35$

РК\прмтр,	$\bar{D}_{\text{вт}}$	$\bar{D}_1$	$\bar{D}_0$	$\bar{b}_1$	$\bar{b}_2$	$z$	$\beta_{\text{л1}}^0$	$\beta_{\text{л2}}^0$	A	B
0015-040-040	0,40	0,501	0,487	0,0425	0,0275	6	22,5	16	0,5	0,30
0015-040-035	0,35	0,460	0,447	,0466	,0275	6	22,5	16	0,5	0,30
0015-040-030	0,30	0,422	0,410	0,0512	0,025	6	22,5	16	0,5	0,30
0015-040-025	0,25	0,387	0,375	0,0563	0,0275	5	25	16	0,5	0,30
0015-0482-040	0,40	0,502	0,488	0,0431	0,0275	8	22,5	18,5	0,2	0,5
0015-0482-035	0,35	0,462	0,448	0,0472	0,0275	8	22,5	18,5	0,2	0,5
0015-0482-030	0,30	0,425	0,412	0,0523	0,0275	8	22,5	18	0,2	0,5
0015-0482-025	0,25	0,389	0,377	0,0571	0,0275	8	22,5	18	0,2	0,5
0015-0581-040	0,40	0,506	0,491	0,0448	0,0275	11	23	26	0,2	0,5
0015-0581-035	0,35	0,466	0,452	0,0489	0,0275	11	23	26	0,2	0,5
0015-0581-030	0,30	0,428	0,416	0,0537	0,0275	11	25	26	0,2	0,5
0015-0581-025	0,25	0,394	0,382	0,0590	0,0275	11	25	26	0,2	0,5
0015-070-040	0,40	0,509	0,494	0,0461	0,0275	14	22,5	51	0,2	0,5
0015-070-035	0,35	0,469	0,456	0,0503	0,0275	14	22,5	50	0,2	0,5
0015-070-030	0,30	0,432	0,419	0,0552	0,0275	14	22,5	49	0,2	0,5
0015-070-025	0,25	0,398	0,386	0,0605	0,0275	13	25	51	0,2	0,5

#### Метод первичного проектирования рабочих колес промышленных центробежных компрессоров

Размеры исследованных 124 рабочих колес аппроксимированы алгебраическими уравнениями.

Размеры, определяющие проточную часть рабочего колеса, представлены выше в комментариях к рис. 1.

#### Первичное проектирование ОРК

При расчете диаметра входа в ОРК используется принцип минимизации относительной скорости на периферии входной кромки. Для первичного проектирования стандартная итерационная методика упрощена. Строгий расчет выполняется на завершающем этапе проектирования. С учетом приближенного значения  $\varepsilon'_{0\text{расч}} = \rho_{0\text{расч}} / \rho_0^* = 0,95$ :

$$\bar{D}_{0\text{ w1min}} = \sqrt{\bar{D}_{\text{вт}}^2 + 1,3 \left( \frac{\Phi_{0\text{расч}}}{\tau_{1s}} \right)^2}, \quad (6)$$

где  $\Phi_{0\text{расч}}$  определяется по формуле (5).

Входящий в формулу (6) коэффициент стеснения на периферийной ОПТ:

$$\tau_{1s} = 1 - 0,5 \frac{z \bar{\delta}_l}{\bar{D}_{0\text{прб}} \sin \beta_{\text{л1}}}. \quad (7)$$

Чтобы избежать итерационного расчета коэффициента стеснения используется приближенное значение начального диаметра по уравнению (6) с приближенным значением  $\tau_{1s} = 0,80$ :

$$\bar{D}_{0\text{ w1min}} = \sqrt{\bar{D}_{\text{вт}}^2 + 1,5 \Phi_{0\text{расч}}^{2/3}}. \quad (8)$$

Для выполнения первичного проектирования нужно аппроксимировать рассчитанные в процессе оптимального проектирования зависимости  $\bar{b}_2$ ,  $\bar{L}_m$ ,  $\bar{R}_s$ ,  $\bar{R}_h$ ,  $(\beta_{\text{л1h}}^0 - \beta_{\text{л1s}}^0) = f(\Phi_{\text{расч}})$  алгебраическими уравнениями.

Размеры, определяющие положение входной кромки приняты одинаковыми для всех ОРК, оптимизированных в диапазоне  $\Phi_{\text{расч}} = 0,08-0,15$ . Одинаковы также коэффициенты формы лопаток.

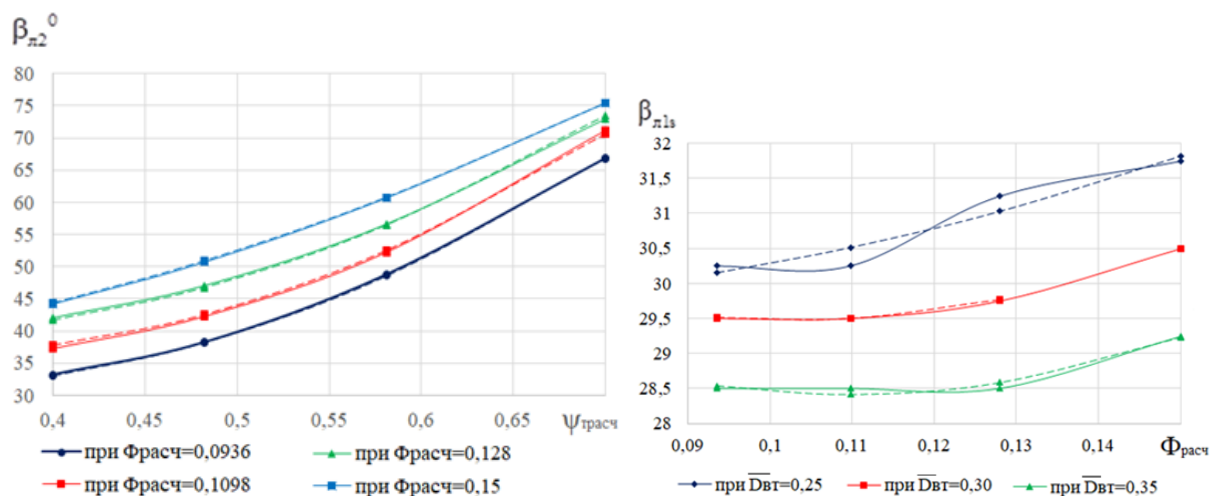


Рис. 3. Дискретные значения  $\beta_{\pi 2} = f(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{Трасч}})$ ,  $\beta_{\pi 1s} = f(\Phi_{\text{расч}}, \bar{D}_{\text{вт}})$  (сплошные линии) и аппроксимирующие зависимости (пунктирные линии). ОРК

Fig. 3. Discrete values  $\beta_{\pi 2} = f(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{Трасч}})$ ,  $\beta_{\pi 1s} = f(\Phi_{\text{расч}}, \bar{D}_{\text{вт}})$  (solid lines), and approximating dependencies (dotted lines). 3D impeller

Ряд размеров оказался зависящим только от  $\Phi_{\text{расч}}$ . Эмпирические зависимости аппроксимированы формулами (ОРК):

$$\bar{b}_2 = X_1 \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_2, \quad (9)$$

$$\bar{L}_m = X_3 \cdot \Phi_{\text{расч}}^2 + X_4 \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_5, \quad (10)$$

$$\bar{R}_s = X_6 \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_7, \quad (11)$$

$$\bar{R}_h = X_8 \cdot \Phi_{\text{расч}}^2 + X_9 \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_{10}, \quad (12)$$

$$\beta_{\pi 1h}^0 - \beta_{\pi 1s}^0 = X_{11} \cdot (\Phi_{\text{расч}} - X_{12})^{X_{13}} + X_{14}. \quad (13)$$

Другие геометрические параметры зависят не только от  $\Phi_{\text{расч}}$ , но также от  $\psi_{\text{Трасч}}$  и  $\bar{D}_{\text{вт}}$ . Понятно, что  $\beta_{\pi 2}$ , в первую очередь, зависит от  $\psi_{\text{Трасч}}$ . Второй важный фактор — это  $\Phi_{\text{расч}}$ .  $\bar{D}_{\text{вт}}$  влияет мало. Зависимостью  $\beta_{\pi 2}$  от втулочного отношения можно пренебречь, даже в тех случаях, когда при заданных  $\psi_{\text{Трасч}}$ ,  $\Phi_{\text{расч}}$  при разных втулках разное число лопаток.

Аппроксимирующие формулы для  $\beta_{\pi 2} = f(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{Трасч}})$  — ОРК:

$$\beta_{\pi 2} = a \cdot \psi_{\text{Трасч}}^2 + b \cdot \psi_{\text{Трасч}} + c, \quad (14)$$

где  $a = X_{15} \cdot \Phi_{\text{расч}}^2 + X_{16} \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_{17}$ ;  $b = X_{18} \cdot \Phi_{\text{расч}}^2 + X_{19} \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_{20}$ ;  $c = X_{21} \cdot \Phi_{\text{расч}}^2 + X_{22} \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_{23}$ .

На рис. 3 показаны дискретные значения  $\beta_{\pi 2} = f(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{Трасч}})$  и аппроксимирующие зависимости  $\beta_{\pi 2} = f(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{Трасч}})$ .

На величину входного угла влияет  $\Phi_{\text{расч}}$  и  $\bar{D}_{\text{вт}}$ . Для первичного проектирования ОРК рекомендуется:

$$\beta_{\pi 1s} = a \cdot \Phi_{\text{расч}}^2 + b \cdot \Phi_{\text{расч}} + c, \quad (15)$$

где  $a = X_{24} \cdot \bar{D}_{\text{вт}}^2 + X_{25} \cdot \bar{D}_{\text{вт}} + X_{26}$ ;  $b = X_{27} \cdot \bar{D}_{\text{вт}}^2 + X_{28} \cdot \bar{D}_{\text{вт}} + X_{29}$ ;  $c = X_{30} \cdot \bar{D}_{\text{вт}}^2 + X_{31} \cdot \bar{D}_{\text{вт}} + X_{32}$ .

На число лопаток влияет, прежде всего  $\psi_{\text{Трасч}}$ . При прочих равных условиях площадь лопатки тем меньше, чем больше  $\bar{D}_1$  — то есть, лопаток должно быть больше. Диаметр входа больше при больших  $\Phi_{\text{расч}}$  и  $\bar{D}_{\text{вт}}$ . В диапазоне рационального использования осерадиальных колес  $\Phi_{\text{расч}} = 0,080-0,15$  этот параметр на число лопаток влияет незначительно. Пренебрежимо и влияние втулочного отношения.

$$z = X_{33} \cdot \psi_{\text{Трасч}}^2 + X_{34} \cdot \psi_{\text{Трасч}} + X_{35}. \quad (16)$$



### Первичное проектирование РРК

При расчете диаметра входа в РРК используется принцип минимизации относительной скорости на  $\bar{D}_1$ . Для первичного проектирования стандартная итерационная методика упрощена. Строгий расчет выполняется на завершающем этапе проектирования. При выполненном проектировании принято  $K_F = 0,90$ ,  $K_D = 1,03$ ,  $\varepsilon'_{\text{расч}} = 0,95$ . Формула для расчета диаметра входа приводится к виду:

$$\bar{D}_0 = \sqrt{\bar{D}_{\text{вт}}^2 + 1,5 \left( \frac{\Phi_{0\text{расч}}}{\tau_1} \right)^{\frac{2}{3}}}, \quad (17)$$

где в соответствии с формулой (5)

$$\tau_1 = 1 - 0,5 \frac{z \bar{\delta}_l}{\bar{D}_{\text{лпрб}} \sin \beta_{\text{л1}}}. \quad (18)$$

Диаметр начала лопаток:

$$\bar{D}_1 = 1,03 \bar{D}_0. \quad (19)$$

Высота лопаток на входе при  $K_F = 0,9$ :

$$\bar{b}_1 = 0,278 \frac{\bar{D}_0^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2}{\bar{D}_1}. \quad (20)$$

Радиус закругления покрывающего диска:

$$\bar{R}_s = 0,7 \bar{b}_1. \quad (21)$$

Радиус закругления основного диска рассчитывается с условием, что точка сопряжения радиуса с образующей основного диска лежит вне межлопаточного канала:

$$\bar{R}_h = 0,5(\bar{D}_1 - \bar{D}_{\text{вт}}) - 0,5 \bar{b}_1 \tan \varphi - \bar{\delta}_l, \quad \varphi = 12^\circ. \quad (22)$$

В выполненных проектах РРК, как и в проектах ОРК, относительная высота лопаток однозначно связана с величиной  $\Phi_{\text{расч}}$ . Аппроксимирующая зависимость по формуле (23) для РРК.

$$\bar{b}_2 = X_{36} \ln(\Phi_{\text{расч}}) + X_{37}. \quad (23)$$

Как и в случае ОРК, другие геометрические параметры зависят не только от  $\Phi_{\text{расч}}$ , но также от  $\psi_{\text{Т расч}}$  и  $\bar{D}_{\text{вт}}$ . На рис. 4 показаны дискретные значения зависимости  $z = f(\psi_{\text{Т расч}}, \Phi_{\text{расч}})$  по формуле (24) для РРК.

$$z = a \cdot \psi_{\text{Т расч}} + b, \quad (24)$$

где  $a = X_{38} \cdot \Phi_{\text{расч}}^2 + X_{39} \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_{40}$ ;  $b = X_{41} \times \Phi_{\text{расч}}^2 + X_{42} \cdot \Phi_{\text{расч}} + X_{43}$ .

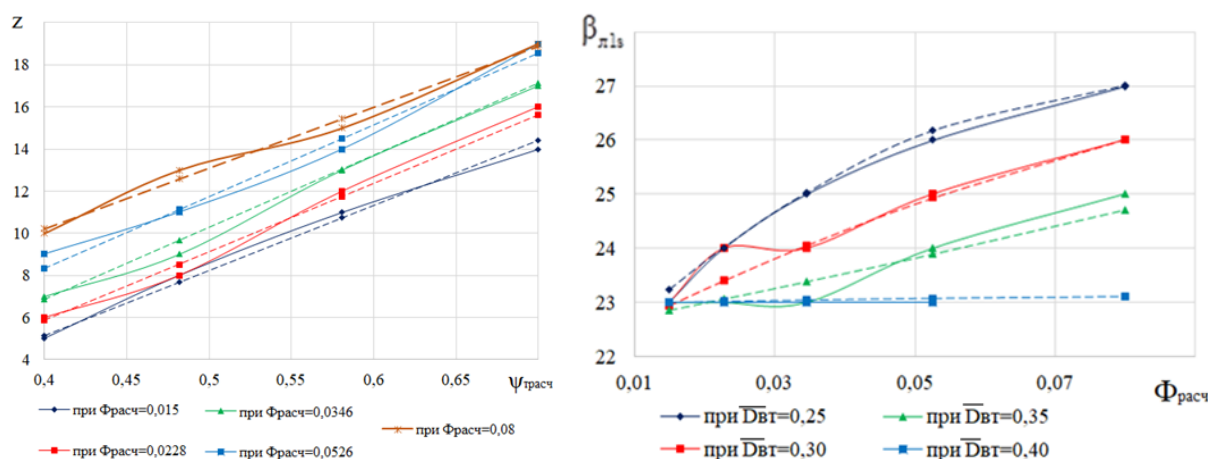


Рис. 4. Дискретные значения  $z = f(\psi_{\text{Т расч}}, \Phi_{\text{расч}})$ ,  $\beta_{\text{л1s}}^0$  (сплошные линии) и аппроксимирующие зависимости (пунктирные линии). РРК

Fig. 4. Discrete values  $z = f(\psi_{\text{Т расч}}, \Phi_{\text{расч}})$ ,  $\beta_{\text{л1s}}^0$  (solid lines), and approximating dependencies (dotted lines). 2D impeller

Число лопаток не может быть дробным. Для первичного проектирования следует принимать ближайшее целое значение числа лопаток.

На величину входного угла влияет  $\Phi_{расч}$  и  $\bar{D}_{вт}$ .  $\psi_{трасс}$  также влияет через коэффициент стеснения. На рис. 4 показаны дискретные значения и аппроксимирующая зависимость  $\beta_{л1} = f(\Phi_{расч}, \bar{D}_{вт})$  по формуле (25) для РРК.

$$\beta_{л1} = a \cdot \Phi_{расч}^2 + b \cdot \Phi_{расч} + c, \quad (25)$$

где  $a = X_{44} \cdot \bar{D}_{вт}^2 + X_{45} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{46}$ ;  $b = X_{47} \cdot \bar{D}_{вт}^2 + X_{48} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{49}$ ;  $c = X_{50} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{51}$ .

Выходной угол лопаток  $\beta_{л2}$ , в первую очередь, зависит от  $\psi_{трасс}$ . Второй важный фактор — это  $\Phi_{расч}$ . Влияет также выбор значений коэффициентов формы средней линии лопаток. Эти коэффициенты разные при разных  $\Phi_{расч}$ .  $\bar{D}_{вт}$  влияет мало. Аппроксимирующие зависимости  $\beta_{л2} = f(\Phi_{расч}, \psi_{трасс})$  по формуле (26) для РРК.

$$\beta_{л2} = a \cdot \psi_{трасс}^2 + b \cdot \psi_{трасс} + c, \quad (26)$$

где  $a = X_{52} \cdot \Phi_{расч}^2 + X_{53} \cdot \Phi_{расч} + X_{54}$ ;  $b = X_{55} \cdot \Phi_{расч}^2 + X_{56} \cdot \Phi_{расч} + X_{57}$ ;  $c = X_{58} \cdot \Phi_{расч}^2 + X_{59} \cdot \Phi_{расч} + X_{60}$ .

Для построения лопаток принимаются коэффициенты формы средней линии, которые различны для РРК с различными  $\Phi_{расч}$  и  $\psi_{трасс}$ .

Общие закономерности изменения коэффициентов:

при больших коэффициентах напора нужно уменьшать нагрузку в начале лопаток, чему соответствуют меньшие значения  $A$ ;

при маленьких коэффициентах расхода нужно увеличивать нагрузку в начале лопаток, чему соответствуют большие значения  $A$ .

При проектировании РРК влияние втулки на характер диаграмм скоростей практически не проявилось. Было только закономерное увеличение скоростей при больших втулках.

### Проверка рекомендаций первичного проектирования

Критерии эффективности первичного проекта по предложенному методу:

диаграмма скоростей должна иметь благоприятный характер — безударное обтекание лопаток ОРК на периферии,

отношение расчетного коэффициента теоретического напора к теоретическому напору при невязком обтекании  $\psi_{трасс} / \psi_{ид} \approx 0,93$ .

Пробные расчеты показали, что эти условия с некоторым приближением выполняются для рабочих колес в пределах исследованных параметров проектирования. Ниже приведены примеры верификационных расчетов.

**РРК 0074-052-037.** Диаграммы скоростей на лопатках РРК по предварительному проекту показаны на рис. 5.

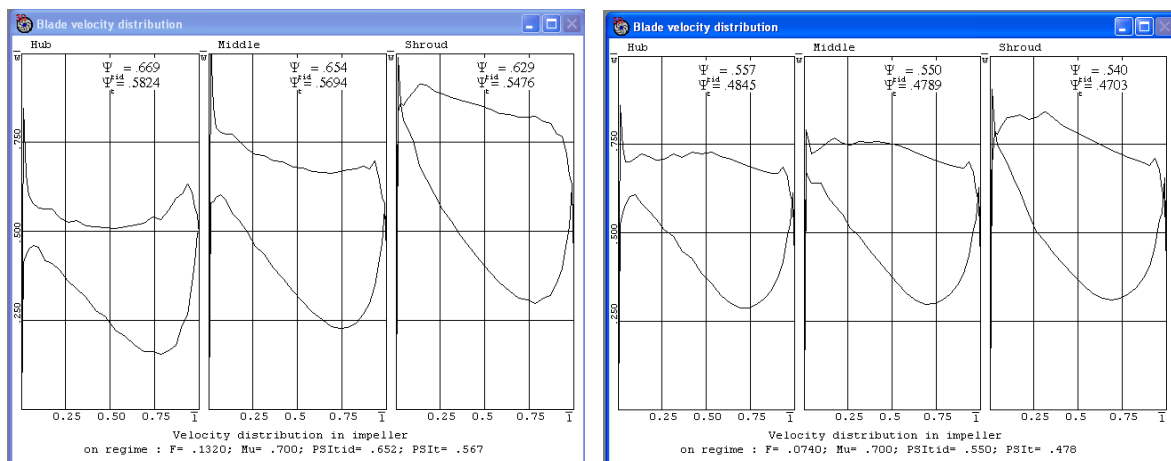


Рис. 5. Программа 3ДМ.023. Диаграммы скоростей на лопатках ОРК 0132-061-031(слева) и РРК 0074-052-037 (справа) по предварительному проекту

Fig. 5. The 3DM.023program. The velocity diagrams of 3D impeller blades 0132-061-031 (left) and 2D impeller 0074-052-037 (right) by the preliminary project





Обтекание входной кромки на периферии практически безударное. Отношение  $\psi_{\text{тр расч}} / \psi_{\text{тр ид}} = 0,52/0,55 = 0,927$  – удовлетворительное совпадение с требуемым значением 0,93.

**РРК 00175-067-0275.** Обтекание входной кромки безударное. Отношение  $\psi_{\text{тр расч}} / \psi_{\text{тр ид}} = 0,67/0,733 = 0,914$ , т. е. коэффициент теоретического напора по предварительному проекту немного больше заданного. При корректировке предварительного проекта число лопаток уменьшено на 1 шт., входной угол лопаток увеличен на 1 градус. По данным [16] положительный угол атаки на расчетном режиме оптимален для малорасходных рабочих колес. При уменьшении числа лопаток на 1 шт. отношение  $\psi_{\text{тр расч}} / \psi_{\text{тр ид}} = 0,67/0,727 = 0,922$  – запас по напору в 1% не повредит газодинамическому проекту.

### Обсуждение результатов

При первичном проектировании РРК целесообразно использовать при расчете диаметра входа в РРК принцип минимизации относительной скорости на диаметре начала лопаток  $\bar{D}_1$ .

При первичном проектировании расчете ОРК целесообразно использовать принцип минимизации относительной скорости на периферии входной кромки – на осесимметричной поверхности покрывающего диска.

Для первичного проектирования следует принимать ближайшее целое значение числа лопаток.

Диаграмма скоростей вдоль лопатки РРК и ОРК должна иметь благоприятный характер.

### Заключение

Алгоритм первичного проектирования, основанный на специально выполненном анализе параметров оптимизированных рабочих колес в широком диапазоне коэффициентов расхода и напора, определяет размеры и форму проточной части с обеспечением заданного напора ступени при заданном расходе при незначительной корректировке лопаточных уг-

лов и числа лопаток. Главная задача окончательного оптимального проектирования – улучшение формы лопаток радиальных колес за счет уточнения формы средней линии, и пространственной формы лопаток осерадиальных колес. Задача дальнейшей работы – выбор высоты лопаток РК в практически значимом диапазоне условных чисел Маха и показателей изоэнтропы.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165).

### Приложение

#### Условные обозначения:

$b$  – ширина канала в направлении оси ротора;  $C_p$  – теплоемкость при постоянном давлении;  $C_v$  – теплоемкость при постоянном объеме;  $c_u$  – окружная составляющая скорости;  $D$  – диаметр;  $\bar{D}_{\text{вт}}$  – втулочное отношение;  $k$  – коэффициент изоэнтропы;  $K_D$  – отношение диаметров на входе в рабочее колесо;  $K_F$  – отношение площадей на входе в рабочее колесо;  $\bar{L}_m$  – осевая длина ОРК;  $\bar{L}_{rs}$ ,  $\bar{L}_{rh}$  – положение входной кромки лопаток ОРК;  $\bar{m}$  – массовый расход;  $M_u$  – условное число Маха, посчитанное по окружной скорости  $u_2$ ;  $r$  – радиус;  $R$  – газовая постоянная;  $\bar{R}_s$  – относительный радиус закругления покрывающего диска;  $\bar{R}_h$  – относительный радиус закругления основного диска;  $T$  – температура;  $u$  – окружная скорость;  $w$  – относительная скорость;  $X(i)$  – эмпирический коэффициент;  $z$  – число лопаток;  $\beta_l$  – угол лопатки;  $\beta_{\text{пр}}$  – коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении;  $\bar{\delta}_{\text{рк}}$  – относительная толщина лопаток;  $\chi$  – угол навала лопатки (угол между обрезающей лопатки и меридиональной плоскостью);  $\varepsilon$  – отношение плотностей;  $\lambda$  – скоростной коэффициент;  $\varphi_1$  – угол наклона входной кромки;  $\varphi_2$  – угол наклона покрывающего диска ОРК;  $\Phi$  – условный коэффициент расхода;  $\psi_{\text{тр}}$  – коэффициент теоретического напора;  $\rho$  – плотность;  $\tau$  – коэффициент стеснения потока лопатками.

Подстрочные индексы: 0, 1, 2 — индексы контрольных сечений; ид — невязкое обтекание; л — лопатка; прб — приближенный; расч — относящийся к расчетному режиму (по расходу); bl — blade; h — hub; s — shroud.

Надстрочные индексы: — надстрочная черта означает, что скорость отнесена к

характерной скорости вращения, линейный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружному диаметру рабочего колеса); \* — заторможенные параметры.

Сокращения: ОРК — пространственное осерадиальное рабочее колесо; РРК — радиальное рабочее колесо.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машгиз, 1951. 245 с.
- [2] Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И. Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. С. 12–20
- [3] Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.: Машиностроение. 1995. 240 с.
- [4] Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гузельбаев Я.З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Казань, 2012. 671 с.
- [5] Лунев А.Т. Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа // Компрессорная техника и пневматика. 2001. № 10. С. 4–7.
- [6] Aungier R.H. Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis. New York. ASME Press. 2000. 320 p.
- [7] Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond // JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17, 1998.
- [8] Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr.Z. Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbo-compressor Modernization. // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.
- [9] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.
- [10] Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчёт и проектирование проточной части. М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.
- [11] Galerkin Y., Drozdov A. New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation // International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. UK, 2015. URL <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta>. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040
- [12] Soldatova K. The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design // ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation. Australia. Sydney. Paper ID: 008. 2018.
- [13] Попова Е.Ю. Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбГПУ, 1991.
- [14] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатов К.В., Дроздов А.А. Анализ геометрических и газодинамических параметров центробежных компрессорных ступеней в десятикратном диапазоне расчетного коэффициента расхода // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 7. С. 32–43.
- [15] Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней // Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. 2018. Т. 20, № 2. С. 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**РЕКСТИН АЛЕКСЕЙ Феликсович** — кандидат технических наук ведущий научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого  
E-mail: rekstin2k7@mail.ru  
**ГАЛЕРКИН Юрий Борисович** — доктор технических наук главный инженер проекта Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого  
E-mail: yuri\_galerkin@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 04.02.2019



## REFERENCES

- [1] **V.F. Ris**, Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashgiz, 1951.
- [2] **A.N. Lyubimov, V.Ye. Yevdokimov, A.V. Semakov, A.I. Reprintsev**, Ob ispolzovanii eksperimentalnogo i raschetnykh metodov pri proyektirovanii protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 6 (2014) 12–20.
- [3] **V.B. Shnepp**, Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin. M.: Mashinostroyeniye, 1995.
- [4] **I.G. Khisameyev, V.A. Maksimov, G.S. Batkis, Ya.Z. Guzelbayev**, Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Kazan, 2012.
- [5] **A.T. Lunev**, Struktura metoda proyektirovaniya i ispytaniya protochnoy chasti nagnetateley dlya perekachivaniya prirodnogo gaza, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 10 (2001) 4–7.
- [6] **R.H. Aungier**, Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis / New York. ASME Press, 2000.
- [7] **D. Japikse**, Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond, JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17, 1998.
- [8] **W. Kryłowicz, P. Świder, Z. Kozanecki, K. Kabalyk, Jr.Z. Kozanecki**, Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization, 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.
- [9] **K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin**, Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982.
- [10] **Yu.B. Galerkin**, Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti. M.: OOO «Informatsionno-izdatelskiy tsentr «KKhT», 2010.
- [11] **Y. Galerkin, A. Drozdov**, New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. UK. 2015. URL: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta>. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040
- [12] **K. Soldatova**, The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design, ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation. Australia. Sudney. Paper ID: 008. 2018.
- [13] **Ye.Yu. Popova**, Optimizatsiya osnovnykh parametrov stupeney turbomashin na osnove matematicheskogo modelirovaniya: dis. ... kand. tekhn. nauk. SPb.: SPbGPU, 1991.
- [14] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov**, Analiz geometricheskikh i gazodinamicheskikh parametrov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney v desyatikratnom diapazone raschetnogo koefitsiyenta raskhoda, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 7 (2016) 32–43.
- [15] **A.F. Rekstin, Yu.B. Galerkin**, Osobennosti pervichnogo proyektirovaniya maloraskhodnykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney, *Vestnik permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta*, 20 (2) (2018) 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06

## THE AUTHORS

**REKSTIN Aleksei F.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

**GALERKIN Yuri B.** — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: yuri\_galerkin@mail.ru

Received: 04.02.2019

DOI: 10.18721/JEST.25209  
УДК 621.438.001.2

*А.К. Нгуен, К.Л. Лапшин*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **СТРУКТУРА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ТУРБИННЫХ СТУПЕНЯХ С ОТРИЦАТЕЛЬНЫМ ГРАДИЕНТОМ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ**

В статье исследовано течение газа в турбинных ступенях с отрицательным градиентом степени реактивности, полученным за счёт применения тангенциального наклона направляющих лопаток. Объекты исследования: две турбинные ступени. Первая: ступень с тангенциальным наклоном направляющих лопаток, линии центров скругления радиусов выходных кромок профилей которых прямолинейны, лежат в плоскости  $r$ - $u$  цилиндрической системы координат и отклонены от направления  $r$  на среднем радиусе на 23 градуса в сторону вращения ротора. Вторая ступень создана на базе первой ступени. Две ступени отличаются тем, что во второй ступени линии центров скругления радиусов выходных кромок профилей в срединной части направляющих лопаток также прямолинейны и наклонены на 23 градуса на среднем радиусе, но затем у корня и у периферии плавно выведены на направление радиуса  $r$ . Построены расчетные модели двух турбинных ступеней с помощью программ, входящих в комплекс ANSYS Workbench: Geometry, Turbogrid. 3D проверочные газодинамические расчеты выполнены с помощью программы ANSYS CFX. На номинальном режиме для двух турбинных ступеней проанализированы: картина течения газа в меридианных обводах проточной части и конфигурация линий тока, выходящих из направляющего аппарата на корневом, среднем и периферийном радиусах. Построены графики суммарных характеристик турбинных ступеней (окружной КПД и степени реактивности у корня и у периферии) на разных режимах при изменении частоты вращения ротора, выполнены траверсирования параметров потока по высоте лопатки на номинальных режимах. Дано заключение о рациональном проектировании турбинных ступеней с отрицательным градиентом степени реактивности.

*Ключевые слова:* осевые турбинные ступени, тангенциальный наклон, направляющие лопатки, потери кинетической энергии, ANSYS CFX.

*Ссылка при цитировании:*

А.К. Нгуен, К.Л. Лапшин. Структура течения газа в турбинных ступенях с отрицательным градиентом степени реактивности // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 118–131. DOI: 10.18721/JEST.25209.

*A.Q. Nguyen, K.L. Lapshin*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **STRUCTURE OF GAS FLOWS IN TURBINE STAGE WITH NEGATIVE GRADIENT OF REACTIVITY DEGREE**

The study has explored the flow in turbine stages with a negative gradient of degree of reactivity. Stages of this type were created using the tangential inclination of guide blades. The objects of research were two turbine stages. The first stage was a turbine stage with tangential inclination of guide blades. The lines of rounding centers of the radii of output edges of guide blades were rectilinear, lying in the  $r$ - $u$  plane of the cylindrical coordinate system and inclined by 23 degrees in the direction of rotation of the rotor at the mean radius. The second turbine stage was created on the basis of the first stage. The two turbine stages differed in



that the lines of rounding centers of radii of output edges in the middle part of guide blades were also rectilinear and inclined by 23 degrees at the mean radius in the second turbine stage, but they were smoothly directed to the radius direction  $r$  at the root and the periphery. The calculation models of turbine stages were constructed in the Geometry and TurboGrid programs included in ANSYS Workbench. 3D testing gas-dynamic calculations were performed in ANSYS CFX. The pattern of gas flow in the meridian contours of the flow section and the configuration of the current lines on the root, middle and peripheral radiuses were analyzed in nominal mode for the two turbine stages. The graphs of summary characteristics of turbine stages (the efficiency index and the degree of reactivity at the root and periphery) in different modes were presented. The distribution of flow parameters in nominal modes was given by the height of the blade. The conclusion about the rational design of turbine stages with tangential inclination of guide blades were given.

**Keywords:** axial turbine stages, tangential inclination, guide blades, kinetic energy losses, ANSYS CFX.

*Citation:*

A.Q. Nguyen, K.L. Lapshin, Structure of gas flows in turbine stage with negative gradient of reactivity degree, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 118–131, DOI: 10.18721/JEST.25209.

**Актуальность работы.** Тангенциальный наклон направляющих лопаток (ТННЛ) применяется с целью повышения КПД турбинной ступени за счет снижения градиента степени реактивности [1–13, 15–18]. Такой позитивный результат по сравнению со ступенями обычного типа ( $c_u r = \text{const}$ ,  $\alpha_1 = \text{const}$ ) может быть получен главным образом вследствие уменьшения протечек под диафрагмой и над бандажом рабочих лопаток (РЛ), а для высоконагруженных ступеней – также из-за уменьшения чисел Маха в абсолютном движении в корневой зоне за направляющими лопатками (НЛ) и в относительном движении у периферии за РЛ [1, 2, 4, 10]. При этом, однако, в ступени увеличиваются потери кинетической энергии с выходной скоростью, поэтому для каждого конкретного случая следует искать оптимальное решение методами компьютерной оптимизации [11].

За счёт применения традиционного ТННЛ, когда наклоняется по отношению к радиусу лопатка в целом, может быть создана турбинная ступень даже с отрицательным градиентом степени реактивности. Отрицательный градиент степени реактивности открывает дополнительные возможности воздействия на суммарное осевое усилие, действующее на ротор турбоустановки и, в неко-

торых случаях, позволяет применить незакрученные рабочие лопатки, получив все связанные с этим технологические преимущества. Такая «экзотическая» турбинная ступень была впервые предложена в ЛПИ (Ленинградский политехнический институт, ныне Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого)<sup>1</sup>. Экспериментальные исследования такой ступени были выполнены на воздушной турбине в лаборатории турбиностроения ЛПИ. 3D проверочные газодинамические расчеты этой ступени проведены также пакетом ANSYS CFX [12].

Традиционный ТННЛ, как показали эксперименты [1], формирует неблагоприятные течения в корневой, и, особенно, в периферийной зоне НЛ, в местах стыка лопаток с меридианными обводами проточной части. В статьях [3–7, 15–18] детально рассмотрены методы проектирования турбинных ступеней с ТННЛ, в том числе и с «саблевидными» лопатки. Для последних и предпоследних длинных ступеней паровых турбин в Санкт-Петербургском политехниче-

<sup>1</sup> Лапшин К.Л. К расчету турбинных ступеней с навалом направляющих лопаток // Известия вузов. Энергетика. 1969. № 3. С. 116–119; Лапшин К.Л. Исследование турбинных ступеней со сниженным градиентом степени реактивности: дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1969. 188 с.



ском университете Петра Великого предложены «интегральные» направляющие лопатки с тангенциальным наклоном<sup>2</sup>, что дает возможность уменьшить эрозионный износ рабочих лопаток и повысить КПД ступени. Суть «интегральных» направляющих лопаток состоит в том, в срединной части они имеют тангенциальный наклон, а у корня и периферии плавно выводятся на направление радиуса. Представляется актуальным исследовать картину течения потока газа и основные характеристики как для турбинной ступени с традиционным тангенциальным наклоном направляющих лопаток, так и с «интегральными» направляющими лопатками.

**Цель работы:** исследование физической картины течения потока газа и основных характеристик турбинных ступеней с отрицательным градиентом степени реактивности как с традиционным тангенциальным наклоном направляющих лопаток, так и с «интегральными» направляющими лопатками, с применением аэродинамического пакета ANSYS CFX в качестве виртуального стенда. По полученным результатам будет выполнено сравнение между этими двумя турбинными ступенями и дано заключение о рациональном проектировании турбинных ступеней с отрицательным градиентом степени реактивности.

**Постановка задачи.** Чтобы исследовать течение потока газа и основные характеристики для турбинных ступеней с отрицательным градиентом степени реактивности, полученным за счёт традиционного тангенциального наклона направляющих лопаток и «интегральных» направляющих лопаток, выполнены экспериментальные исследования двух турбинных ступеней на виртуальном стенде ANSYS CFX. Правомерность использования ANSYS CFX в качестве виртуального стенда доказана в статье [12].

<sup>2</sup> Лапшин К.Л. Оптимизация проточных частей паровых турбин с применением «интегральных» сопловых лопаток // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 1. С. 61–66.

**Ступень I.** Оригинальная турбинной ступень с отрицательным градиентом степени реактивности, имеющая среднюю веерность  $\left(\frac{d_{2c}}{l_2} = 6,34\right)$ , спроектирована при условии  $\alpha_1 = \text{const}$  и  $\beta_1 = \text{const}$  [1]. Направляющие лопатки имеют угол наклона прямолинейной линии центров радиусов скругления выходных кромок профилей относительно оси  $r$  на среднем радиусе, равный  $23^\circ$ , а эффективный угол  $\alpha_{1\text{эф}}$  постоянен по высоте лопатки и равен  $18^\circ 10'$ . Рабочие лопатки, имеющие постоянные профили по высоте лопатки, не закручены. Лопаточный угол  $\beta_{1л} = 55^\circ$ , эффективный угол на среднем радиусе  $\beta_{2\text{эф}} = 24^\circ$ . Линия центров масс профилей рабочих лопаток ориентирована по радиусу (см. рис. 1). Теоретические и экспериментальные исследования этой ступени представлены в [1, 12, 13].

**Ступень II.** Направляющие и рабочие лопатки турбинной ступени II спроектированы на базе турбинной ступени I. Отличие между двумя турбинными ступенями состоит в том, что линии центров радиусов скругления выходных кромок профилей направляющих лопаток во второй ступени выведены на направление радиуса у корня и у периферии (см. рис. 1).

Основные геометрические характеристики оригинальной ступени I представлены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

**Основные геометрические характеристики оригинальной ступени I**

**Basic geometric characteristics of original stage I**

Величины	Направляющие	Рабочие
Радиус корневого сечения $R'$ , мм	159,1	159,1
Длина лопаток $l$ , мм	58,2	59,5
Шаг лопаток $t_c$ , мм	11,86	17,45
Хорда лопаток $b_c$ , мм	16,5	27,85
Число лопаток, шт.	100	68
Осевой зазор $\Delta z_1$ , мм	8	



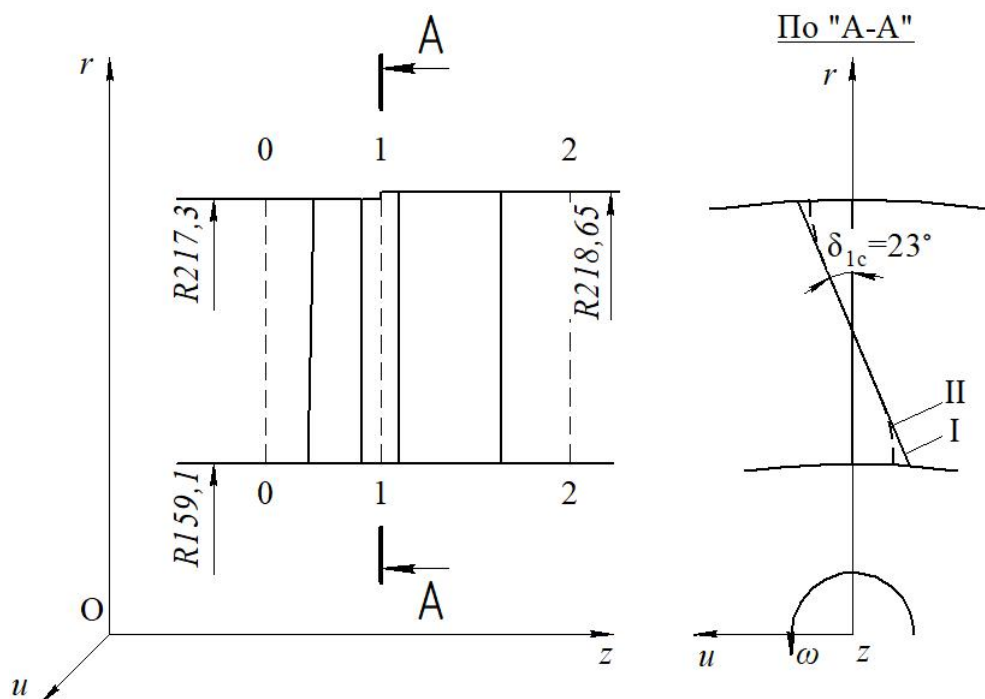


Рис. 1. Схема исследуемых ступеней  
Fig. 1. The scheme of the investigated stages

Расчетные модели исследуемых турбинных ступеней представляют собой секторы проточной части, состоящие из трех направляющих и двух рабочих лопаток. Расчетные сетки созданы с помощью программ Geometry и Turbogrid, входящих в программный комплекс ANSYS. При создании сеток обеспечено их сгущение вблизи поверхностей, обтекаемые потоком газа, чтобы обеспечить корректность газодинамических расчетов параметров потока в пограничных слоях. Степень неравномерности потока перед рабочими лопатками, вычисленная по известной формуле Г.Ю. Степанова, невелика (примерно 3 %). Поэтому для обеих ступеней применяется способ решения стационарной задачи – Stage. При этом все параметры потока усредняются в окружном направлении на поверхности сопряжения между расчетными моделями направляющих и рабочих лопаток [14]. Граничные условия для решения задачи представлены в табл. 2.

Таблица 2

**Граничные условия**  
**Boundary conditions**

Полное давление потока на входе в ступени $P_0^*$ , МПа	0,137
Полная температура потока на входе в ступени $T_0^*$ , К	368
Давление в потоке на выходе из ступеней $P_2$ , МПа	0,1033
Рабочее тело	Air Ideal Gas
Модель турбулентности	$k-\epsilon$
Способ решения задач	Стационарные – Stage

**Результаты расчетов**

После решения стационарных трехмерных задач рассмотрена картина течения потока газа в меридианных обводах проточной части турбинных ступеней и конфигурация линий тока, выходящих из направляющих аппаратов на корневом, среднем и периферийном радиусах на номинальном режиме при значении параметра  $\left(\frac{u}{C_0}\right)_{\text{opt}} = 0,58$ .

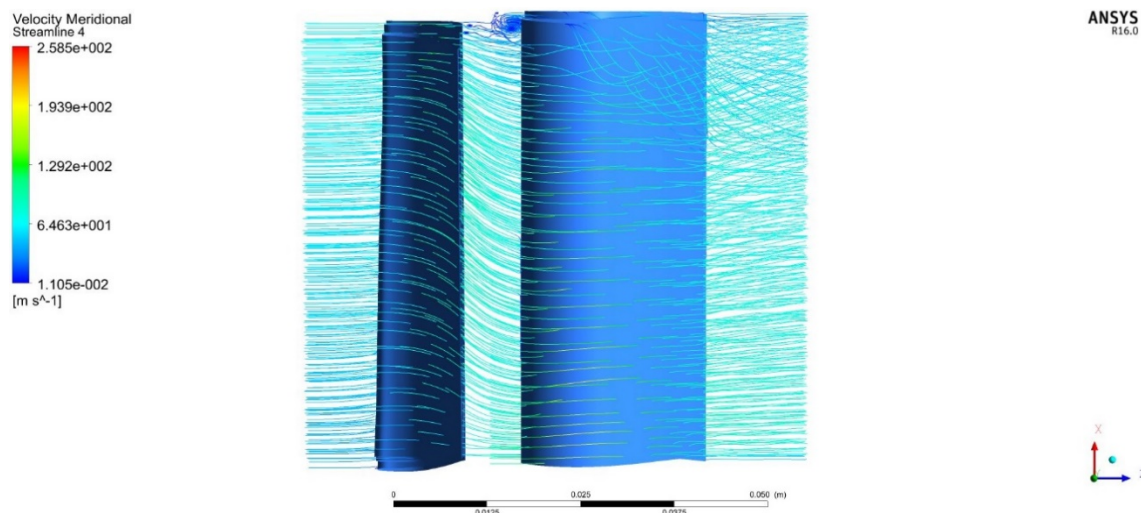


Рис. 2. Меридианные линии тока в турбинной ступени I  
Fig. 2. Meridional streamlines in turbine stage I

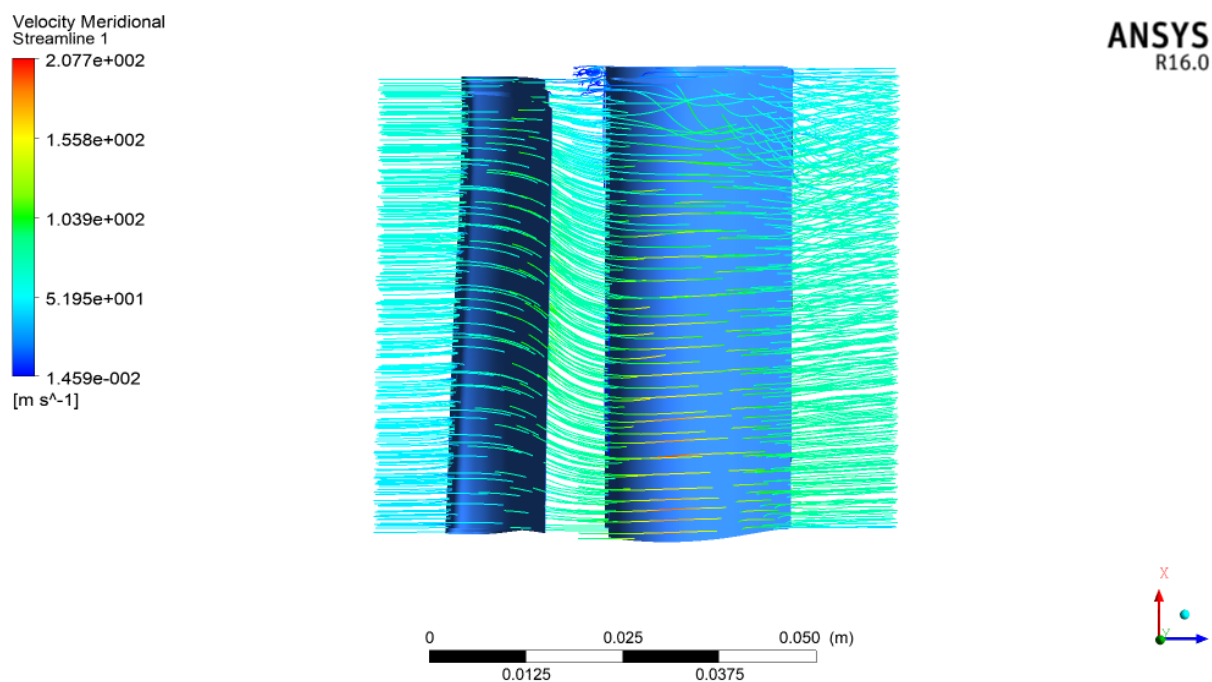


Рис. 3. Меридианные линии тока в турбинной ступени II  
Fig. 3. Meridional streamlines in turbine stage II

На рис. 2, 3 представлены меридианные линии тока в турбинных ступенях. Как известно, в турбинных ступенях обычного типа ( $c_{ur} = \text{const}$ ,  $\alpha_1 = \text{const}$ ) в цилиндрических меридианных обводах проточной части линии тока практически совпадают с образующими цилиндрических поверхностей, соосных с осью  $z$  турбины. А в

исследуемых турбинных ступенях с тангенциальным наклоном направляющих лопаток и «интегральными» направляющими лопатками линии тока в осевом зазоре между направляющими и рабочими лопатками искривлены выпуклостью к оси турбины  $z$ . Такое искривление линий тока под влиянием центробежных сил

инерции вызывает снижение градиента давления  $\frac{\partial p_1}{\partial r}$  вплоть до отрицательного в закрученном потоке за направляющим аппаратом. Изменение градиента давления  $\frac{\partial p_2}{\partial r}$  в потоке за рабочим колесом обычно невелико по высоте лопатки. По указанным причинам степень реактивности в ступенях I и II у корня становится больше, чем у периферии.

В периферийной области перед рабочим колесом в турбинной ступени II зона циркуляционного вихря и следующая за ней зона отрывного течения у периферии рабочих лопаток меньше (по площадям зон), чем у турбинной ступени I. Это объясняется тем, что в турбинной ступени II в зоне стыка НЛ с периферийным обводом формируется более благоприятное течение, чем в турбинной ступени I.

На рис. 4, 5 представлены конфигурации линий тока в турбинных ступенях, которые приходят из каналов между направляющими лопатками на окружности у корня, на среднем и периферийном радиусах перед рабочими лопатками. Для среднего радиуса линии тока внутри каналов между направляющими

лопатками формируют поверхности тока, почти перпендикулярные перу направляющей лопатки. На корневом и периферийном радиусах для ступени I такая картина течения качественно сохраняется. Таким образом, под влиянием тангенциального наклона возникает «косое» обтекание направляющих лопаток, которое существенно отличается от популярной модели течения на осесимметричных поверхностях тока.

В турбинной ступени II с «интегральными» направляющими лопатками на среднем радиусе, как и в турбинной ступени I, линии тока внутри каналов между направляющими лопатками формируют поверхности тока, почти перпендикулярные перу направляющей лопатки. А на корневом и периферийном радиусах в турбинной ступени II, как и в турбинной ступени обычного типа, линии тока формируют внутри каналов поверхности тока, почти совпадающие с осесимметричными поверхностями. Это объясняется тем, что линии центров радиусов скругления выходных кромок профилей направляющих лопаток у ступени II выведены на направление радиуса у корня и на периферии.

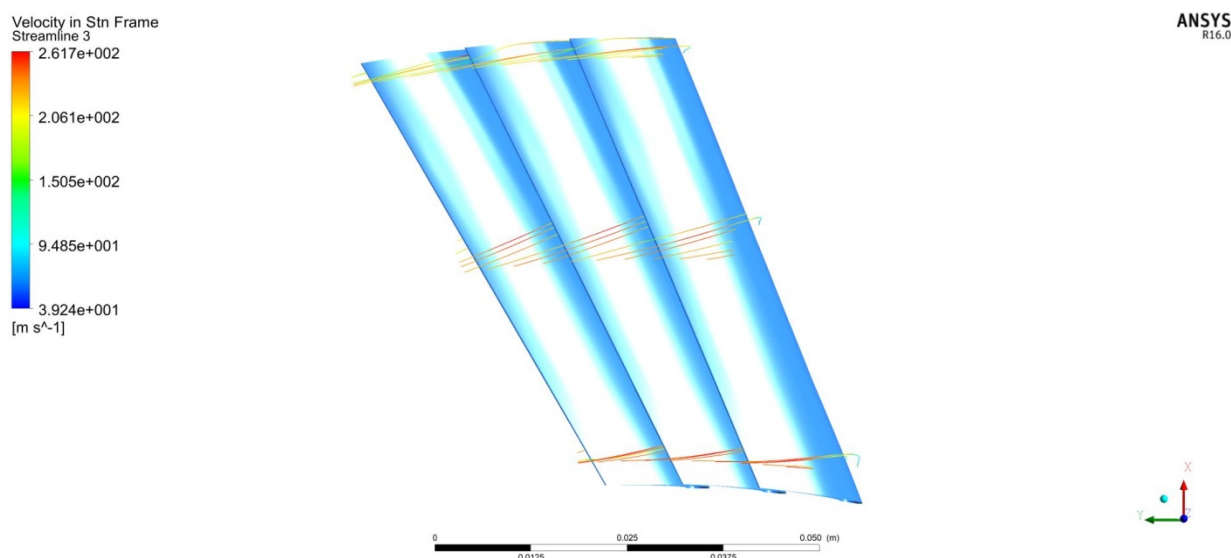


Рис. 4. Кривые линий тока за направляющими лопатками на трех радиусах в турбинной ступени I  
Fig. 4. Curves of streamlines behind guide blades on three radii in turbine stage I

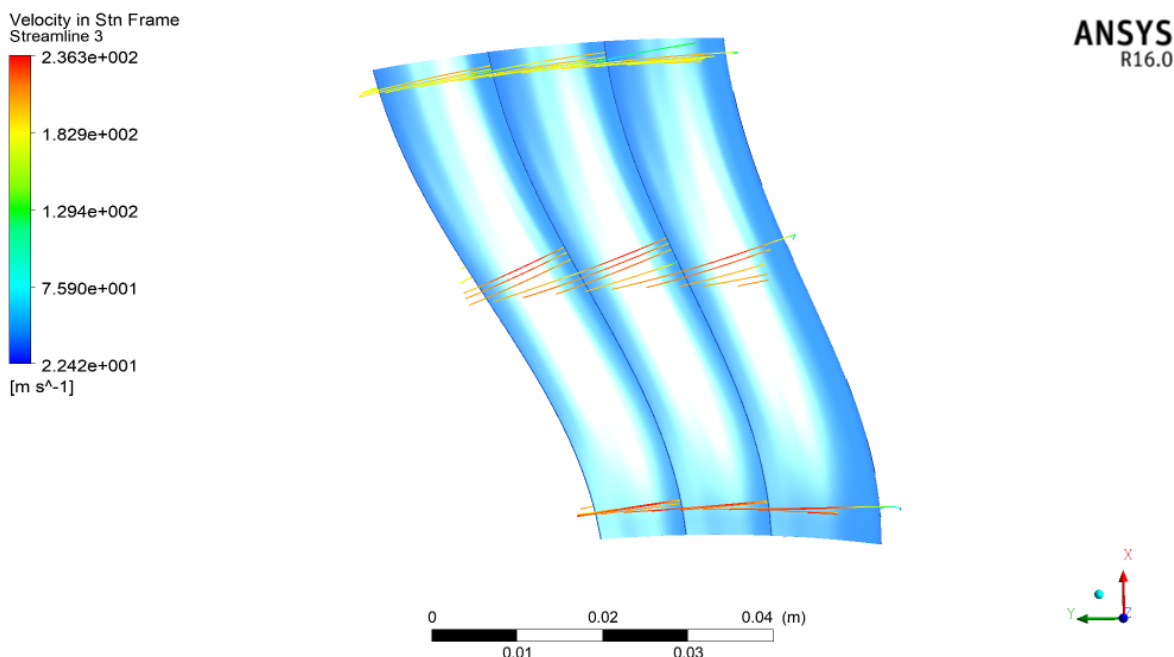


Рис. 5. Кривые линий тока за направляющими лопатками на трех радиусах в турбинной ступени II  
Fig. 5. Curves of streamlines behind guide blades on three radiuses in turbine stage II

Далее (рис. 6) построены суммарные характеристики турбинных ступеней (окружной КПД и степени реактивности у корня и у периферии) на разных режимах при изменении частоты вращения ротора.

На рис. 6 видно, что обе турбинные ступени достигают максимума КПД при значении параметра  $\left(\frac{u}{C_0}\right)_{opt} = 0,58$ . Во всей зоне изменения значения  $\frac{u}{C_0}$  КПД турбинной ступени I с тангенциальным наклоном направляющих лопаток ниже, чем в турбинной ступени II с «интегральными» направляющими лопатки. На оптимуме КПД ступени II больше ступени I на 0,8%.

За счет применения ТННЛ в обеих ступенях степень реактивности у корня больше, чем у периферии, т. е. градиент степени реактивности вдоль радиуса — отрицателен. Вместе с тем, разность степеней реактивности  $\Delta\rho_T = \rho_T'' - \rho_T'$  на оптимальном режиме для ступени I равна (–0,29), а для ступени II — (–0,22), что объясняется различием

в конструкции направляющих аппаратов этих ступеней.

3D расчёты открыли возможность представить траверсирования коэффициентов потерь кинетической энергии за направляющим аппаратом и рабочим колесом, углов потока и выходной скорости из турбинных ступеней по высоте лопатки (рис. 7–13). Траверсирования параметров и углов потока в турбинных ступенях выполнены на номинальном режиме при значении  $\left(\frac{u}{C_0}\right)_{opt} = 0,58$ . Все параметры траверсирования усреднены [14] в расчетных сечениях 1-1 и 2-2 (рис. 1).

Коэффициент потерь кинетической энергии  $\zeta_1$  в направляющем аппарате турбинной ступени II меньше, чем в турбинной ступени I, особенно в прикорневой зоне (рис. 7). Это объясняется тем, что линии центров масс профилей направляющих лопаток в ступени II выведены на направление радиуса у корня и у периферии. Тем самым в ступени II устранены неблагоприятные течения в местах стыка лопаток с меридианными обводами проточной части.

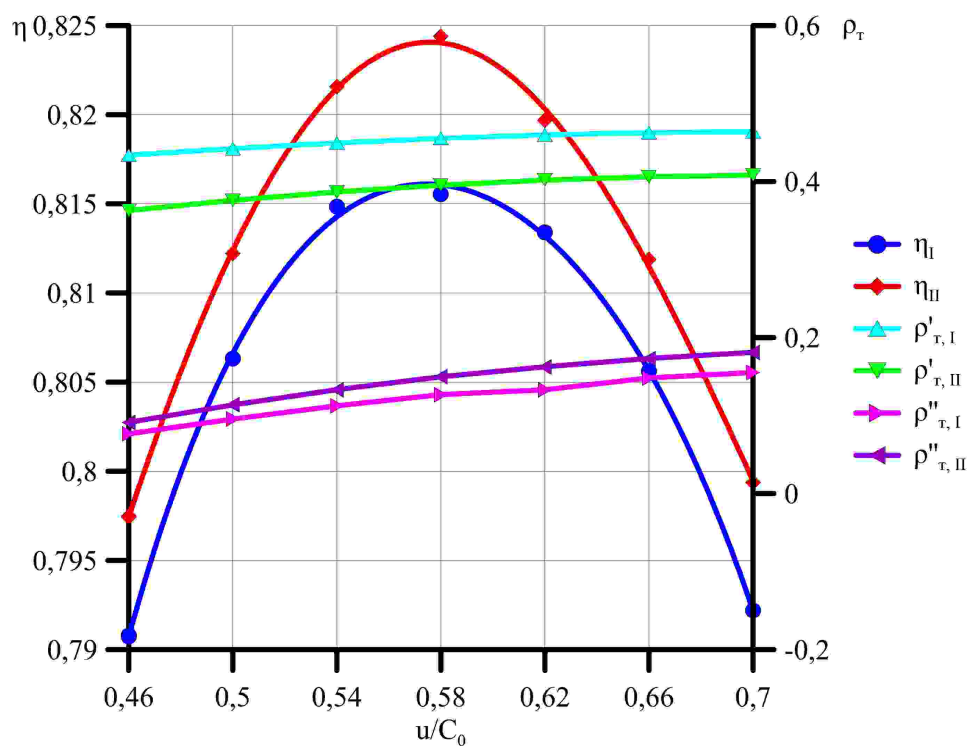


Рис. 6. Суммарные характеристики турбинных ступеней  
Fig. 6. Summary characteristics of turbine stages

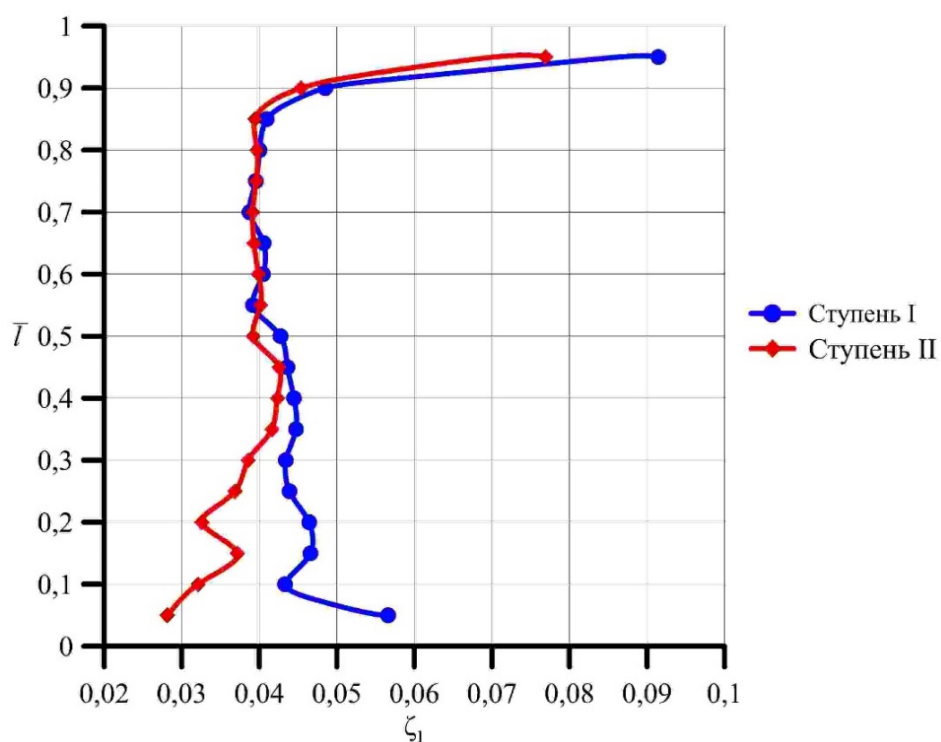


Рис. 7. Коэффициенты потерь кинетической энергии  $\zeta_1$  в направляющем аппарате по высоте лопатки  
Fig. 7. The coefficient of losses of the kinetic energy  $\zeta_1$  for the guide vane by the height of the blade

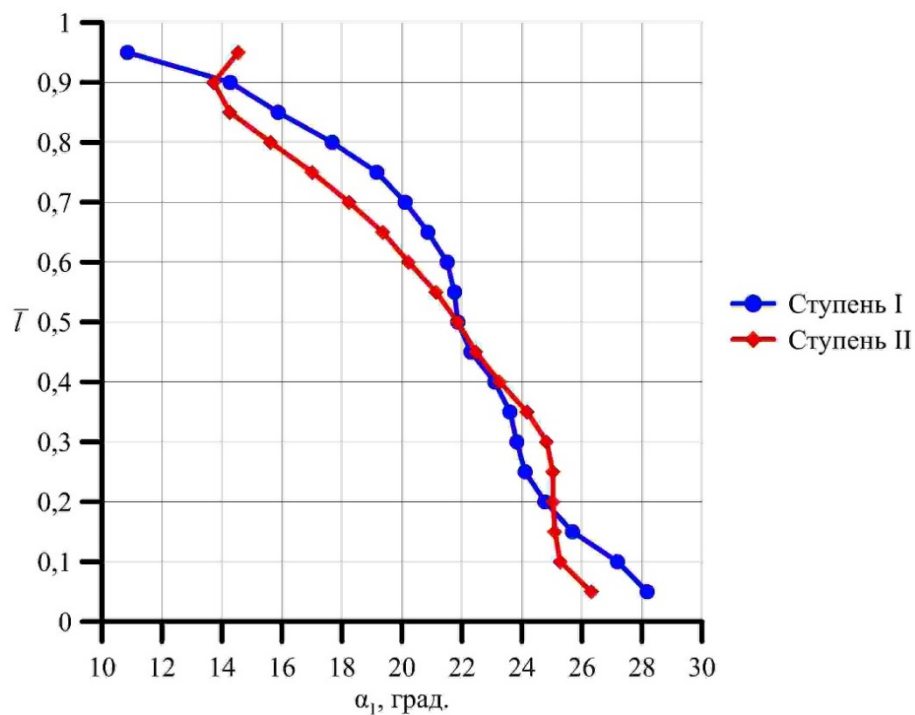


Рис. 8. Углы потока  $\alpha_1$  за направляющим аппаратом по высоте лопатки  
Fig. 8. The flow angle  $\alpha_1$  behind the guide vane by the height of the blades

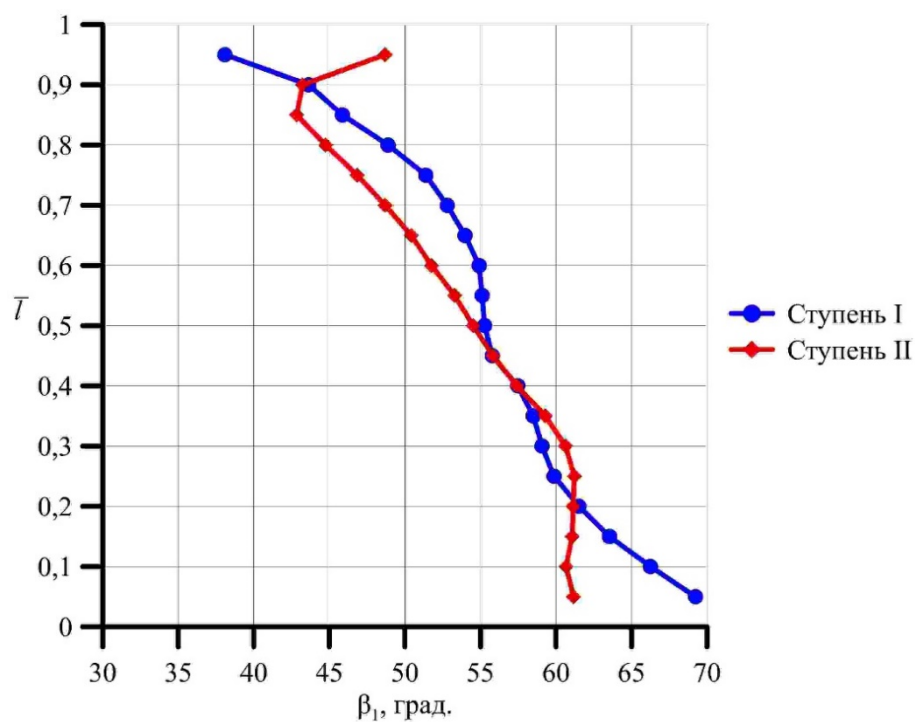


Рис. 9. Углы потока  $\beta_1$  перед РЛ по высоте лопатки  
Fig. 9. The flow angle  $\beta_1$  in front of rotor blades by the height of the blade



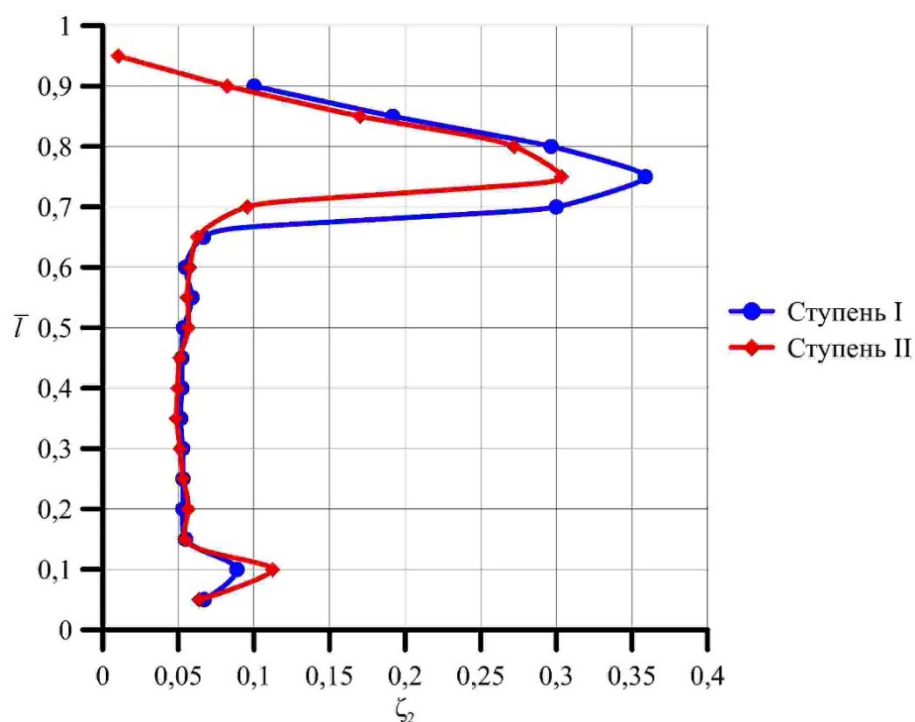


Рис. 10. Коэффициенты потерь кинетической энергии  $\zeta_2$  в рабочем колесе по высоте лопатки  
 Fig. 10. The coefficient of losses of the kinetic energy  $\zeta_2$  for the impellers by the heigh of the blade

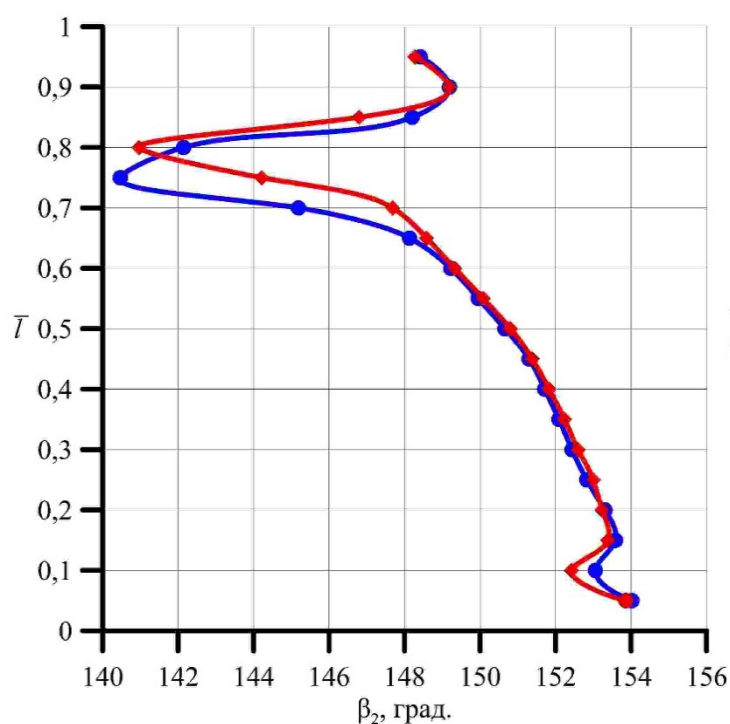


Рис. 11. Углы потока  $\beta_2$  за РЛ по высоте лопатки  
 Fig. 11. The flow angle  $\beta_2$  behind rotor blades by the height of the blade

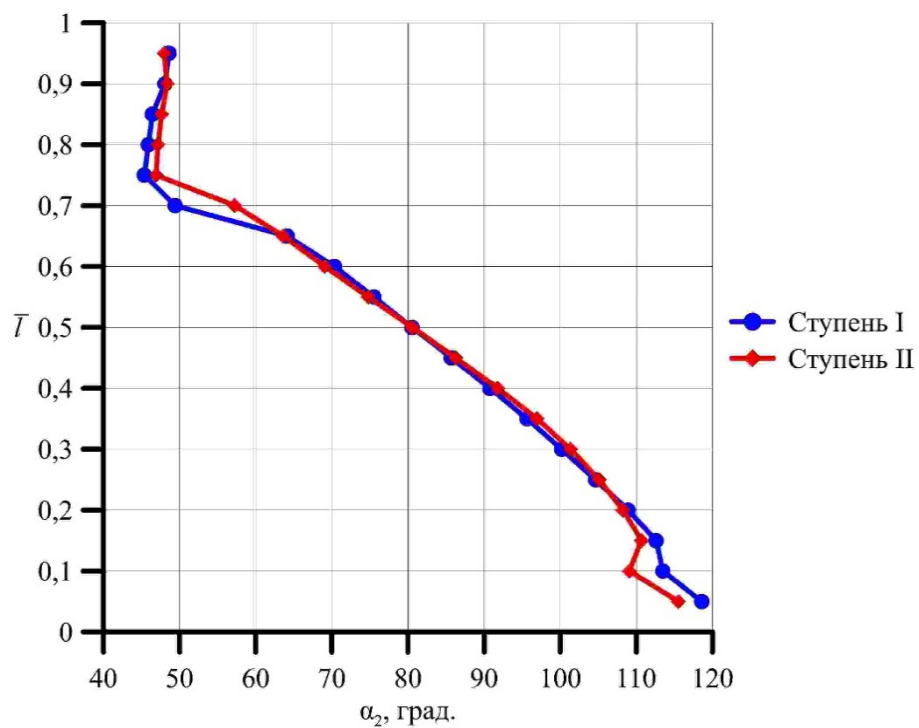


Рис.12. Углы потока  $\alpha_2$  за РЛ по высоте лопатки  
Fig. 12. The flow angle  $\alpha_2$  behind rotor blades by the height of the blade

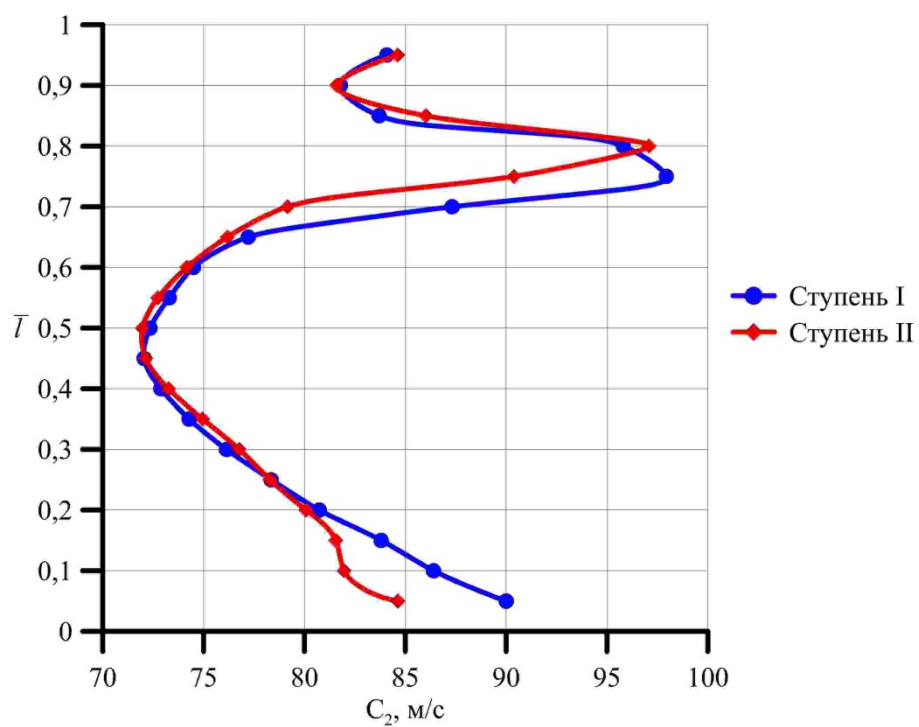


Рис. 13. Выходные скорости  $C_2$  из турбинных ступеней по высоте лопатки  
Fig. 13. Velocities outlet  $C_2$  from turbine stages by the height of the blade



Углы потока  $\alpha_1$  в обеих ступенях уменьшаются от корня к периферии (рис. 8), что типично для ступеней с отрицательным градиентом степени реактивности, полученным за счет применения ТННЛ [1, 12, 13].

Как уже упоминалось, направляющие лопатки ступеней I и II проектировались при условии постоянства эффективного угла  $\alpha_{1\text{эф}} = \arcsin(a_1/t_1) = 18^\circ 10' = \text{const}$  на цилиндрических поверхностях тока. Если дозвуковое течение газа в ступени обычного типа близко к цилиндрическому, то и поточные углы  $\alpha_1$  будут примерно соответствовать условию  $\alpha_1 = \text{const}$  [8]. Как показано на рис. 2–5, течение газа в направляющих аппаратах (НА) ступеней I и II имеет сложный пространственный характер. Если эффективные углы  $\alpha_{1\text{эф}}$  оценивать вдоль криволинейных поверхностей тока, то в 2/3 части НА от корня горла  $a_1$  будут регистрироваться на большем радиусе, чем шаги  $t_1$ . Поэтому и эффективные  $\alpha_{1\text{эф}}$ , и поточные  $\alpha_1$  углы увеличиваются по сравнению с проектными значениями. В 1/3 части НА у периферии в ступени I и эффективные  $\alpha_{1\text{эф}}$ , и поточные  $\alpha_1$  углы, напротив, уменьшаются по сравнению с проектными значениями. Предположительно это можно объяснить негативным влиянием стыка НЛ с периферийным обводом под тупым углом и обратным влиянием в дозвуковом потоке отрывного течения у периферии РЛ (рис. 2). Ступень II лучше соответствует условию  $\alpha_1 = \text{const}$ , чем ступень I (рис. 8). Способ реализации условия  $\alpha_1 = \text{const}$  в ступенях с отрицательным градиентом степени реактивности рассмотрен в статье [13].

Углы потока  $\beta_1$  в обеих ступенях также уменьшаются от корня к периферии (рис. 9), поэтому рабочие лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки у корня и положительными – у периферии.

Коэффициент потерь кинетической энергии  $\zeta_2$  в рабочем колесе турбинной ступени II меньше, чем в турбинной ступени I, особенно в периферийной зоне (рис. 10). Это объясняется тем, что в ступени II устранены неблагоприятные течения в месте стыка направляющих лопа-

ток с меридианными обводами проточной части. Тем самым, как уже отмечалось, уменьшается зона отрывных течений у периферии в ступени II по сравнению со ступенью I (рис. 2, 3).

Углы потока  $\beta_2$  в обеих ступенях уменьшаются от корня к периферии (рис. 11) вследствие веерности, присущей решетке рабочих лопаток постоянного профиля. Типичный для ступеней с отрицательным градиентом степени реактивности провал углов  $\beta_2$  у периферии для ступени II выражен слабее, чем для ступени I.

Углы потока  $\alpha_2$  в обеих ступенях также уменьшаются от корня к периферии (рис. 12). В корневой зоне углы  $\alpha_2$  в ступени II меньше, а периферийной зоне больше, чем в ступени I.

Выходная скорость  $C_2$  (рис. 13) и соответствующие ей удельные потери кинетической энергии  $\frac{C_2^2}{2}$  в ступени II меньше, чем в ступени I.

По указанным выше причинам КПД турбинной ступени II больше, чем в турбинной ступени I (рис. 6).

### Выводы

Физическая картина течения газа в турбинных ступенях с отрицательным градиентом степени реактивности, полученным под влиянием тангенциального наклона направляющих лопаток, характеризуется значительным искривлением меридианных линий тока в осевом зазоре между направляющими и рабочими лопатками выпуклостью к оси турбины  $z$ . Линии тока внутри каналов между направляющими лопатками формируют поверхности тока, почти перпендикулярные перу направляющей лопатки. То есть для ступеней с ТННЛ характерно «косое» обтекание направляющих лопаток, существенно отличающееся от течения на осесимметричных поверхностях тока.

По соображениям экономичности, в турбинных ступенях с отрицательным градиентом степени реактивности, полученным под влиянием тангенциального наклона направляющих лопаток, выгоднее вместо традиционных применять «интегральные» направляющие лопатки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Афанасьева Н.Н., Бусурин В.Н., Гоголев И.Г., Дьяконов Р.И. [и др.]**. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 263 с.
- [2] **Алексеев О.Н., Кириллов А.И., Лапшин К.Л., Черников В.А.** Исследования турбинных ступеней с навалом сопловых лопаток // Труды ЛПИ. 1969. № 310. С. 35–40.
- [3] **Батурин О.В., Матвеев В.Н.** Расчетное исследование влияние тангенциального наклона сопловых лопаток на газодинамическую эффективность ступени осевой турбины // Вестник Самарского государственного аэродинамического университета. 2008. № 3. С. 114–118.
- [4] **Гаев В.Д.** Разработка и модернизация проточных частей для повышения эффективности и функциональности паровых турбин: дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 2018. 280 с.
- [5] **Ершов С.В., Яковлев В.А.** Аэродинамическая оптимизация лопаточных аппаратов турбин: подходы, методы и результаты // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 2. С. 3–13.
- [6] **Ершов С.В., Яковлев В.А.** Аэродинамическая оптимизация пространственной формы лопаток паровых и газовых турбин // Авиационно-космическая техника и технология. Национальный аэродинамический университет им. Н.Е. Жуковского ХАИ. Харьков. 2008. № 7. С. 66–70.
- [7] **Ершов С.В., Яковлев В.А.** Многорежимная аэродинамическая оптимизация пространственной формы лопаточных аппаратов турбин // Авиационно-космическая техника и технология. Национальный аэродинамический университет им. Н.Е. Жуковского ХАИ. Харьков. 2010. № 9. С. 29–33.
- [8] **Кириллов И.И.** Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 533 с.
- [9] **Кириллов И.И., Агафонов Б.Н., Афанасьева Н.Н., Кириллов А.И., Проскуряков Г.В., Черников В.А., Шварцман О.А.** Исследование и отработка ступеней для высокотемпературных газовых турбин // Теплоэнергетика. 1983. № 3. С. 50–55.
- [10] **Кириллов А.И., Сироткин Я.А., Лапшин К.Л.** Особенности расчета турбинных ступеней с тангенциальным наклоном направляющих лопаток // Энергомашиностроение. 1984. № 7. С. 2–5.
- [11] **Лапшин К.Л.** Компьютерная оптимизация паровых и газовых турбин. СПб. 2018. URL: <http://elibrary.spbstu.ru/dl/2/s18-1.pdf>, <http://doi.org/10.18720/SPBPU/2/s18-1>
- [12] **Нгуен А.К., Лапшин К.Л.** Характеристики и структура потока турбинной ступени с отрицательным градиентом степени реактивности // Научно-технические ведомости СПбГПУ. СПб. Изд-во Политехнического университета. 2016. №2. С. 163–173.
- [13] **Нгуен А.К., Лапшин К.Л.** К вопросу о рациональном проектировании турбинных ступеней с тангенциальным наклоном направляющих лопаток // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 4, № 3. С. 114–125. DOI:10.18721/JEST.240310.
- [14] **Нгуен А.К., Лапшин К.Л.** Влияние тангенциального наклона рабочих лопаток на потери кинетической энергии в осевой турбинной ступени // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23, № 4. С. 66–73. DOI:10.18721/JEST.230406.
- [15] **Тюхтяев А.М., Ласкин А.С., Захаров А.В.** Потери кинетической энергии потока по высоте направляющего аппарата последней ступени мощных паровых турбин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 6. С. 66–81.
- [16] **Яковлев В.А., Ершов С.В.** Многорежимная оптимизация последней ступени ЦНД паровой турбины // Вестник Национального технического университета «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. 2010. № 2. С. 32–38.
- [17] **Woft R., Romanov K.** Steam Turbine: Siemens Reactive Blading – Designed for Highest Efficiency and Minimal Performance Degradation. 2014. Russia Power, (2014) 1–19.
- [18] **Shieh T.H.** Aerothermodynamic Effect and Modeling of the Tangential Curvature of Guide Vanes in an Axial Turbine Stage // International Journal of Rotating Machinery. Vol. 2017. Article ID 3806356, 16 p. URL: <https://doi.org/10.1155/2017/3806356>

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**НГУЕН** Ан Куанг – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого  
E-mail: [anquang12a1@mail.ru](mailto:anquang12a1@mail.ru)  
**ЛАПШИН** Кирилл Леонидович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого  
E-mail: [kirill.lapschin@gmail.com](mailto:kirill.lapschin@gmail.com)

Дата поступления статьи в редакцию: 13.02.2019



## REFERENCES

- [1] N.N. Afasnasyeva, V.N. Busurin, I.G. Gogolev, R.I. Dyakonov [et al.], Aerodynamic characteristics of thermal turbine stages. L.: Engineering, 1980.
- [2] O.N. Alekseyev, A.I. Kirillov, K.L. Lapshin, V.A. Chernikov, Issledovaniya turbinnykh stupeney s navalom soplovykh lopatok [The investigation of turbine stages with the bulk of guide blades], Proceedings of Leningrad Polytechnic Institute, 310 (1969) 35–40.
- [3] O.V. Baturin, V.N. Matveev, Calculated study of tangential inclination of nozzle vanes influence on gas-dynamic efficiency of axial turbine stage, Bulletin of Samara State Aerospace University, 3 (2008) 114–118.
- [4] V.D. Gaev, Razrabotka i modernizatsiya protochnykh chastey dlya povysheniya effektivnosti i funktsionalnosti parovykh turbin [Development and modernization of flow parts to improve the efficiency and functionality of steam turbines]: dis. ...d-ra tekhn. nauk, St. Petersburg, 2018.
- [5] S.V. Yershov, V.A. Yakolev, Aerodynamic optimization of turbine blade: approaches, method and results, Engineering problems, 15 (2) (2012) 3–13.
- [6] S.V. Yershov, V.A. Yakolev, Aerodynamic optimization of spatial shape of steam and gas turbine bladings, Aviationspace technology and technology, National Aerodynamic University named N.E. Zhukovsky KhAI, Kharkov, 7 (2008) 66–70.
- [7] S.V. Yershov, V.A. Yakolev, Multi-point optimization of spatial shape of turbine bladings, Aviationspace technology and technology, National Aerodynamic University named N.E. Zhukovsky KhAI, Kharkov, 9 (2010) 29–33.
- [8] I.I. Kirillov, Theory of turbomachinery. L.: Engineering, 1972.
- [9] I.I. Kirillov, B.N. Agafonov, N.N. Afanasyeva, A.I. Kirillov, G.V. Proskuryakov, V.A. Chernikov, O.A. Shvartsman, The investigation and testing of stages for high-temperature gas turbines, Thermalpower, 3 (1983) 50–55.
- [10] A.I. Kirillov, Ya.A. Sirotkin, K.L. Lapshin, Features of the calculation of turbine stages with tangential inclination of nozzle vanes, Power engineering, 7 (1984) 2–5.
- [11] K.L. Lapshin, Computer optimization of stream and gas turbines. SPb., 2018. URL: elib.spbstu.ru/dl/2/s18-1.pdf. DOI: org/10.18720/SPBPU/2/s18-1.
- [12] A.Q. Nguyen, K.L. Lapshin, Characteristics and structure of the flow in a turbine stage with a negative gradient of the degree of reactivity. St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 2 (2016) 163–173. DOI: 10.5862/JEST.243.17
- [13] A.Q. Nguyen, K.L. Lapshin, To the question of the rational design of turbine stages with tangential inclination of guide blades, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 24 (3) (2018) 114–125. DOI: 10.18721/JEST.24.3.10
- [14] A.Q. Nguyen, K.L. Lapshin, The influence of tangential inclination of rotor blades on kinetic energy losses in an axial turbine stage, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 23 (4) (2017) 66–73. DOI: 10.18721/JEST.23.4.6
- [15] A.M. Tyukhatyayev, A.S. Laskin, A.V. Zakharov, Spanwise distribution of energy losses in steam turbine last stage nozzle, Electronic journal «Science and Education»: scientific periodical of the Bauman MSTU, 6 (2014) 66–81.
- [16] V.A. Yakolev, S.V. Yershov, Multi-point optimization of the last stage of steam turbine low pressure cylinder, Bulletin: Proceedings of National Technical University KhPI, Theme issue: Energy and heat engineering processes and equipment, Kharkov, 2 (2010) 32–38.
- [17] R. Woft, K. Romanov, Steam Turbine: Siemens Reactive Blading – Designed for Highest Efficiency and Minimal Performance Degradation, Russia Power, (2014) 1–19.
- [18] T.H. Shieh, Aerothermodynamic Effect and Modeling of the Tangential Curvature of Guide Vanes in an Axial Turbine Stage, International Journal of Rotating Machinery, Article ID 3806356 (2017) 16. DOI: org/10.1155/2017/3806356.

## THE AUTHORS

NGUYEN An Q. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: anquang12a1@mail.ru

LAPSHIN Kirill L. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: kirill.lapshin@gmail.com

Received: 13.02.2019

DOI: 10.18721/JEST.25210  
УДК 621.9.022:519.21

*В.А. Ильиных*

Забайкальский институт железнодорожного транспорта, г. Чита, Россия

## **СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИИ ПРОФИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ**

Представлены результаты исследования точности геометрической формы хвостовиков вспомогательного инструмента (оправок) многоцелевых станков при технологии изготовления с одноосным перемещением режущего инструмента. На основе данных измерений оправок построены реализации отклонений от правильной геометрической формы профильной кривой с равноосным контуром и в рамках теории случайных стационарных процессов определены отклонения от правильной геометрической формы посадочной поверхности инструментальных оправок при действии случайных и систематических факторов. Установлено, что наиболее рациональным способом изготовления оправок с профильной кривой поперечного сечения с равноосным контуром при требуемой точности геометрической формы, является обработка шлифованием прямым плоским кругом в сравнении с чашечным кругом. На основании полученных результатов составлена математическая модель геометрической формы деталей профильного соединения с равноосным контуром.

*Ключевые слова:* инструментальная оправка, погрешность геометрической формы, профильные соединения, математическая модель, многоцелевые станки.

*Ссылка при цитировании:*

В.А. Ильиных. Статистический анализ геометрии профильных деталей шпиндельного узла многоцелевых станков // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 132–140. DOI: 10.18721/JEST.25210.

*V.A. Ilyinykh*

Zabaikalsky railway transport institute, Chita, Russia

## **STATISTICAL ANALYSIS OF GEOMETRY OF PROFILE PARTS OF SPINDLE UNIT OF MULTI-TASK MACHINES**

The paper presents the results of study on the accuracy of the geometric shape of shanks (mandrels) of the auxiliary tool in multi-purpose machines using the manufacturing technology with single-axis movement of the cutting tool. Based on the data of mandrel measurements, we constructed the implementations of deviations from the correct geometric shape of the profile curve with an equiaxial contour and found the deviations from the correct geometric shape of the landing surface of the tool mandrels under the action of random and systematic factors within the framework of theory of random stationary processes. It is established that the most rational method of manufacturing mandrels with a profile cross-section curve with an equiaxial contour with the required accuracy of the geometric shape is processing of grinding with a straight flat circle in comparison with the Cup circle. Based on the obtained results, we developed a mathematical model for the geometric shape of the profile connection parts with an equiaxial contour.

*Keywords:* instrumental mandrel, accuracy of geometric shape, profile joints, mathematical model, multi-purpose machines.

*Citation:*

V.A. Ilyinykh, Statistical analysis of geometry of profile parts of spindle unit of multi-task machines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 132–140, DOI: 10.18721/JEST.25210.





**Введение.** В настоящее время продолжают работы по дальнейшему развитию многоцелевых станков с ЧПУ. Совершенствование известных конструкций и проектирование новых конструкций станков, обладающих высокой производительностью, надежностью, точностью требует качественной подготовки процесса конструирования ответственных узлов станка, а также их интеграции в конструкцию многоцелевого станка.

Научно-практический интерес представляет разработка конструкций быстропереключаемых, моментопередающих соединений технологических комплектов (ТК), реализованных на базе профильных соединений с равноосным контуром (РК-3), обладающих лучшими показателями, такими как: прочность, износостойкость, жесткость, точность в сравнении с традиционными соединениями. В отечественном и зарубежном машиностроении известны отдельные случаи применения разъемных профильных соединений деталей машин, например: известные фирмы «Pitler», «Bamessberger» (Германия) применяют соединения типа РК-3, Кс-4 в механизмах коробок скоростей, гитарах полуавтоматов, механизмах поворотов столов. Фирма «Heinlein» и «Fette» применяет профильные соединения типа РК-3 в инструментальных системах. В России РК-3 профильные соединения получили применение в коробках скоростей и шпиндельном узле горизонтально-фрезерного полуавтомата с ЧПУ модели ДФ-1000. Широкое внедрение данных соединений, в частности в металлорежущие станки ранее сдерживалась технологией их изготовления. В настоящее время данная задача практически решена, но при этом остается ряд нерешенных вопросов связанных с изготовлением профильных деталей типа вал-втулка технологических комплектов многоцелевых станков работающих в условиях многоразовых сборок. Обеспечение высокой точности изготовления деталей соединения технологических комплектов, их геометрической формы посадочных поверхностей за-

висит от технологии и представляет актуальную научную задачу.

Для изготовления профильных поверхностей деталей моментопередающего соединения типа вал – втулка с равноосным контуром, используют различные способы формообразования поверхностей [1–6]. Наиболее известным является однокоординатный способ перемещения режущего инструмента, разработанный в работе [2]. При невысокой производительности процесса изготовления профильных поверхностей деталей на станках оснащенных механизмами-построителями движений, способ позволяет обеспечить 6–9 качество точности диаметральных размеров профильных валов и 7–10 качество точности профильных отверстий во втулках от 13 до 100 мм, в то время как известные способы высокоскоростного фрезерования на станках с ЧПУ обеспечивают 7 качество точности для диаметральных размеров профильных конусов валов не более 28–32 мм [3]. Технологический способ обработки профильными дисковыми фрезами с конструктивным исполнением радиальной подачи позволяет достичь 10 качество точности для диапазона диаметральных размеров профильных валов от 13 до 500 мм [1]. Прогнозирование точности изготовления профильных посадочных поверхностей деталей соединений, шпиндельных узлов станков, является важной задачей при оценке точности и жесткости последнего [7–9, 10–14].

**Цель исследования** – разработка математических моделей геометрической формы профильных деталей шпиндельного узла на основе статистического анализа геометрической формы профильных посадочных поверхностей инструментальных оправок для различных технологий изготовления.

#### Методы исследования

Разработка математических моделей геометрической формы деталей технологических комплектов МС велась на основе применения

вероятностных методов теории случайных стационарных процессов и теории малой выборки [15, 16]. Обработка результатов исследования проведена с применением метода математической статистики, прикладной и вычислительной математики. Математические модели геометрической формы построены на основе проведенного корреляционного и спектрального анализа, измерений погрешности формы профильных деталей соединений для различных технологий изготовления [2, 10]. Определение погрешности геометрической формы поперечных сечений оправок произведены на оптической делительной головке модели ОДГ-10 с использованием измерительной головки фирмы Carl Zeiss с ценой деления  $\pm 1$  мкм. Заданный угол поворота был принят  $10^\circ$ . Измерение угла уклона образующей профильной конической поверхности оправки относительно ее оси произведены на большом инструментальном микроскопе модели БМИ-1. Измерение угла уклона образующей проведены с поворотом оправки через  $10^\circ$ . Для измерения использовался объектив с увеличением  $10^X$ , обеспечивающий обзор образующей на длине более 30 мм. Измерения проведены теневым методом (без верхней подсветки). Получены результаты измерений погрешности геометрической формы профильных посадочных поверхностей инструментальных оправок, для разных технологий. Рассмотрены технологии изготовления профильных поверхностей, а именно: точение безвершинным резцом, шлифование прямым плоским кругом, шлифование чашечным кругом деталей соединения типа вал-втулка с равноосным контуром. При проведении замеров были получены числовые значения текущих размеров оправок. Было установлено, что предельные значения погрешности геометрической формы оправок для технологии при чистовом точении безвершинным резцом находятся в интервале от +28 до +7 мкм, шлифовании чашечным кругом от -10 до -41 мкм и шлифовании прямым плос-

ким кругом от -2 до -22 мкм соответственно. Известно, что погрешность геометрической формы деталей зависит от действия систематических и случайных факторов в процессе ее изготовления.

Воспользуемся зависимостью для определения фактического радиус-вектора точек кривой с равноосным контуром вида [15]:

$$\bar{\rho}_\phi(\phi, n) = \bar{\rho}_n(\phi, n) + \bar{m}_{\Delta p}(\phi, n) + \bar{\lambda}_{\Delta p}(\phi, n), \quad (1)$$

где  $\bar{\rho}_n(\phi, n)$  — номинальный (теоретический) радиус-вектор точки профильной кривой оправки в рассматриваемом сечении;  $\bar{m}_{\Delta p}(\phi, n)$  — теоретическое математическое ожидание отклонения радиус-вектора точки профильной кривой оправки в рассматриваемом сечении в результате действия систематических факторов;  $\bar{\lambda}_{\Delta p}(\phi, n)$  — отклонение радиус-вектора точки профильной кривой оправки в рассматриваемом сечении в результате действия случайных факторов;  $\phi$  — текущая угловая координата точки профильной кривой оправки поперечного сечения;  $n$  — рассматриваемое поперечное сечение оправки.

Как известно, при изучении периодических процессов, в частности процессов резания, целесообразно разлагать периодические функции, описывающие эти процессы в тригонометрические ряды. При анализе результатов измерений установлено, что изменение погрешности формы поперечных сечений оправок за период (один оборот детали) имеет вид основных тригонометрических функций и их значения являются случайными величинами, которые можно аналитически описать рядами Фурье. Случайная функция определена, если известны ее математическое ожидание, корреляционные моменты и нормированные корреляционные функции [15, 16]. Разложение реализаций (результатов опытов измерений) изменения погрешности геометрической формы поперечных сечений деталей соединения, в ряды Фурье, позволило аналитически



определить теоретические математические ожидания, нормированные корреляционные функции случайных функций отклонений радиус-векторов точек профильной кривой, а также построить распределение дисперсии отклонений геометрической формы профильной кривой по гармоникам. Анализ результатов имитационного моделирования формы оправок ТК позволил установить, что наиболее точным является способ формирования поверхности с равноосным контуром шлифованием прямым плоским кругом, как наиболее близкое к теоретической кривой.

Для воспроизведения профиля поперечного сечения оправки необходимо аналитическое выражение для математического ожидания как функции от круговой координаты.

Учитывая периодичность действия различных факторов технологического процесса, наиболее рациональным будет представление теоретического математического ожидания в виде тригонометрических рядов Фурье [15, 16] вида:

$$\bar{m}_{\Delta p}(\varphi) = a_0 + \sum_{k=1}^m [a_k \cdot \cos(k\varphi) + b_k \cdot \sin(k\varphi)], \quad (2)$$

где  $a_0$ ,  $b_k$ ,  $a_k$  ( $k = 1, \dots, m$ ) — коэффициенты тригонометрического ряда.

При определении коэффициентов используются известные формулы [16]:

$$a_0 = \frac{2}{p} \sum_{i=1}^p m_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_i), \quad (3)$$

$$a_k = \frac{2}{p} \sum_{i=1}^p m_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_i) \cdot \cos(k\varphi_i), \quad (4)$$

$$b_k = \frac{2}{p} \sum_{i=1}^p m_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_i) \cdot \sin(k\varphi_i), \quad (5)$$

где  $m_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_i)$  — экспериментальное математическое ожидание случайной функции отклонения радиус-векторов точек «реальной» кривой профиля оправки;  $\varphi_i$  — значение круговой коорди-

наты точек профиля оправки;  $p = (1, \dots, 18)$  — число сечений случайной функции.

Ограничимся шестью гармониками, не считая нулевой, т. е.  $k = 6$ . Результаты расчетов коэффициентов тригонометрического ряда Фурье представлены в таблице 1 [10]. На основании этих данных построены графические зависимости теоретических математических ожиданий случайной функции для технологий изготовления профильных деталей (оправок) шпиндельного узла. Как показал сравнительный анализ, числовые значения математических ожиданий полученных, теоретическим путем дают удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными [10, 11].

Значения корреляционных моментов случайной функции для различных способов обработки деталей (оправок) определяются по найденным экспериментальным путем величинам, отклонений радиус-векторов  $\Delta p_i$  точек кривой профиля оправок. Для определения корреляционных моментов случайной функции воспользуемся формулой [15, 16]:

$$K_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_k, \varphi_l) = \sum_{i=1}^n [\Delta p_i(\varphi_k) - m_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_k)] [\Delta p_i(\varphi_l) - m_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_l)] / (n-1), \quad (6)$$

где  $\Delta p_i(\varphi_k)$  — значения случайных величин, отклонений радиус-векторов точек кривой профиля оправки в рассматриваемой точке;  $\varphi_k, \varphi_l$  — значения круговых координат точек кривой профиля оправки;  $n$  — число сечений (в рассматриваемом случае  $n = 18$ ).

Значения нормированных корреляционных моментов случайной функции находятся соответственно с учетом формулы (6) по формуле:

$$k(\varphi_k, \varphi_l) = \frac{K_{\Delta p}^{\text{экс}}(\varphi_k, \varphi_l)}{D_{\varphi_k=\varphi_l}}, \quad (7)$$

где  $k(\varphi_k, \varphi_l)$  — нормированный корреляционный момент случайной функции;  $D_{\varphi_k=\varphi_l}$  — постоянная дисперсия случайной функции случайного стационарного процесса.

Таблица 1

Числовые значения коэффициентов ряда Фурье для разных технологий изготовления

The numerical values of the coefficients of the Fourier series for different production technologies

Число гармоник	Чистовое точение безвершинным резцом		Шлифование чашечным кругом		Шлифование прямым плоским кругом	
	$a_k$	$b_k$	$a_k$	$b_k$	$a_k$	$b_k$
0	0.011030	0.000000	0.034840	0.000000	-0.927440	0.000000
1	-0.005370	0.003770	-0.000070	-0.001191	-0.002400	-0.009380
2	0.003720	0.007090	0.000100	-0.022390	0.003660	-0.017640
3	-0.008560	0.009550	-0.000091	-0.030170	0.006670	-0.023760
4	0.001920	0.010860	-0.000150	-0.034310	0.003600	-0.027020
5	-0.001240	0.010860	0.000470	-0.034310	-0.002560	-0.027020
6	0.005960	0.009550	0.001220	-0.030170	-0.006110	-0.023760

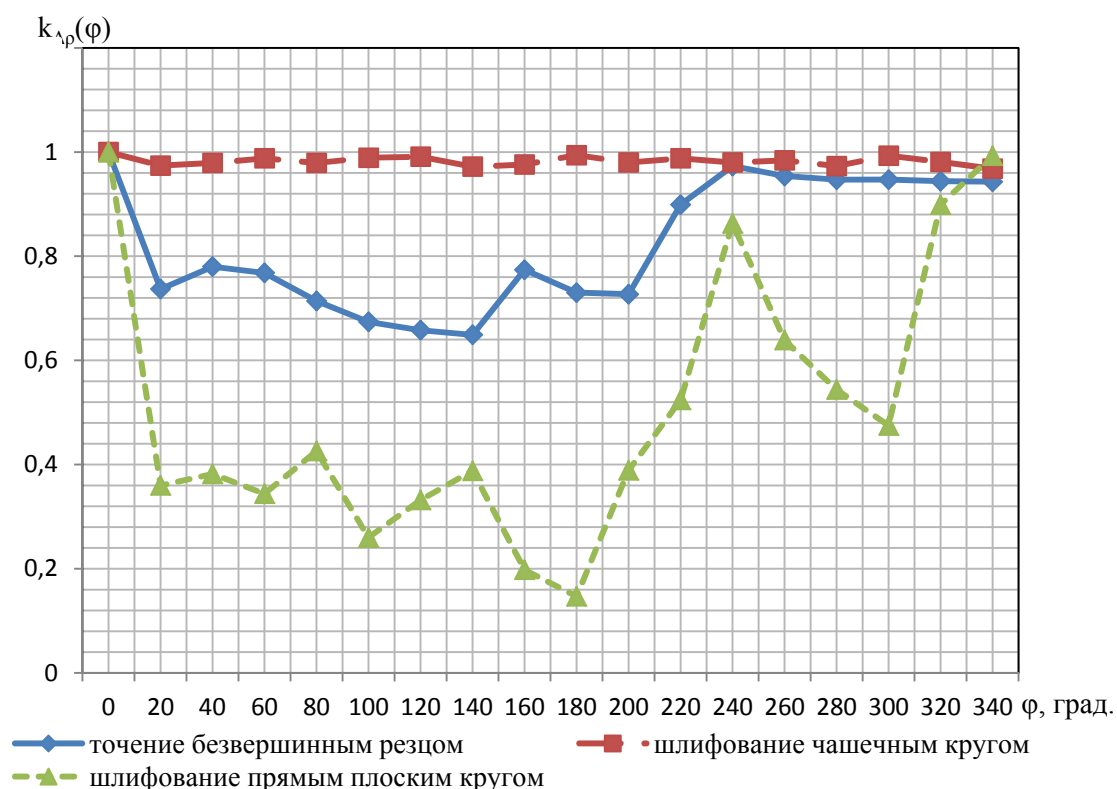


Рис. 1. Нормированная корреляционная функция случайной функции

Fig. 1. Normalized correlation function of a random function

По найденным значениям нормированных корреляционных моментов случайной функции, определяются величины нормированной корреляционной функции случайной функции. Последние представлены для соот-

ветствующих способов изготовления оправок на диаграмме (рис. 1).

Нормированная корреляционная функция случайной функции, полученная для различных способов шлифования, аппроксими-



мируется тригонометрическим рядом Фурье [15, 16] вида:

$$k_{\Delta p}^{\text{теор}}(\varphi) = \sum_{k=0}^6 D_k \cos \omega_k \varphi, \quad (8)$$

где  $\omega_k = k \frac{2\pi}{T}$ , а коэффициенты  $D_0$ ,  $D_k$  определяются формулами:

$$D_0 = \frac{2}{p} \sum_{i=1}^p k_{\Delta p}(\varphi_i), \quad (9)$$

$$D_k = \frac{2}{p} \sum_{i=1}^p k_{\Delta p}(\varphi_i) \cdot \cos(k \cdot \varphi_i), \quad (10)$$

где  $k_{\Delta p}(\varphi_i)$  – нормированная корреляционная функция случайной функции;  $\varphi$  – круговая координата точек кривой профиля;  $p$  – количество рассматриваемых сечений, случайной функции ( $p = 36$ );

Ограничимся шестью гармониками, не считая нулевой, т. е.  $k = 6$ . Величины коэффициентов ряда есть дисперсия случайной функции [15]. Числовые значения коэффициентов ряда Фурье для различных технологий изготовления оправок приведены на диаграмме (рис. 2).

Далее определяются среднеквадратические отклонения случайной функции отклонений радиус-векторов оправки по формуле [15]:

$$\sigma = \sqrt{D(\Delta p)}, \quad (11)$$

где  $D(\Delta p)$  – значение дисперсии преобладающей гармоники;  $\sigma$  – среднеквадратические отклонения случайной функции отклонения радиус-вектора оправки от правильной геометрической формы;  $\Delta p(\varphi)$  – случайная функция отклонения радиус-вектора кривой профиля с равноосным контуром в рассматриваемой точке.

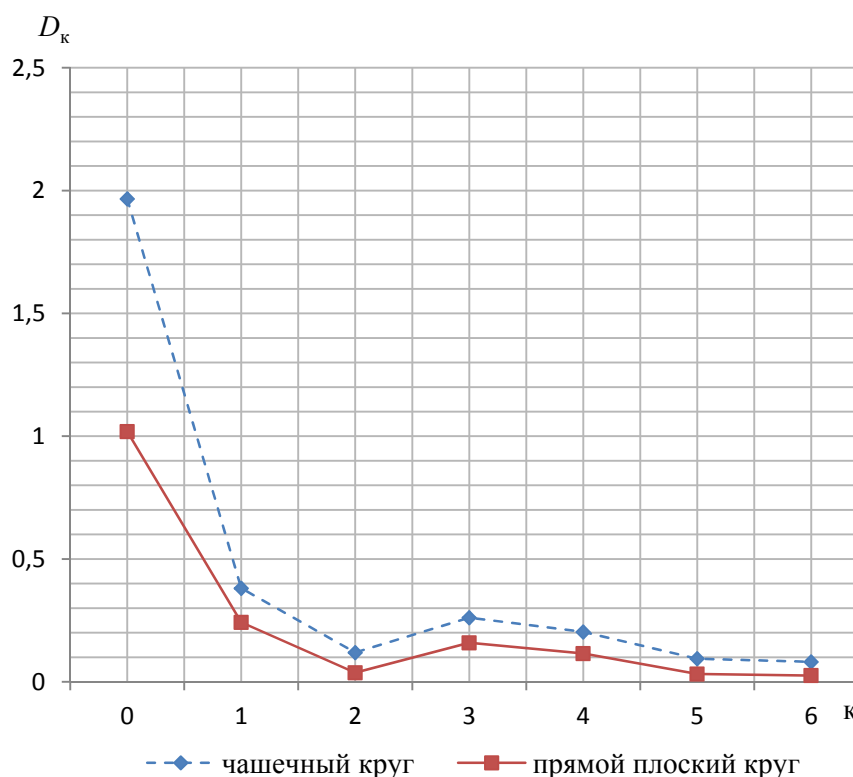


Рис. 2. Распределение дисперсий по гармоникам  
Fig. 2. Distribution of variances by harmonics

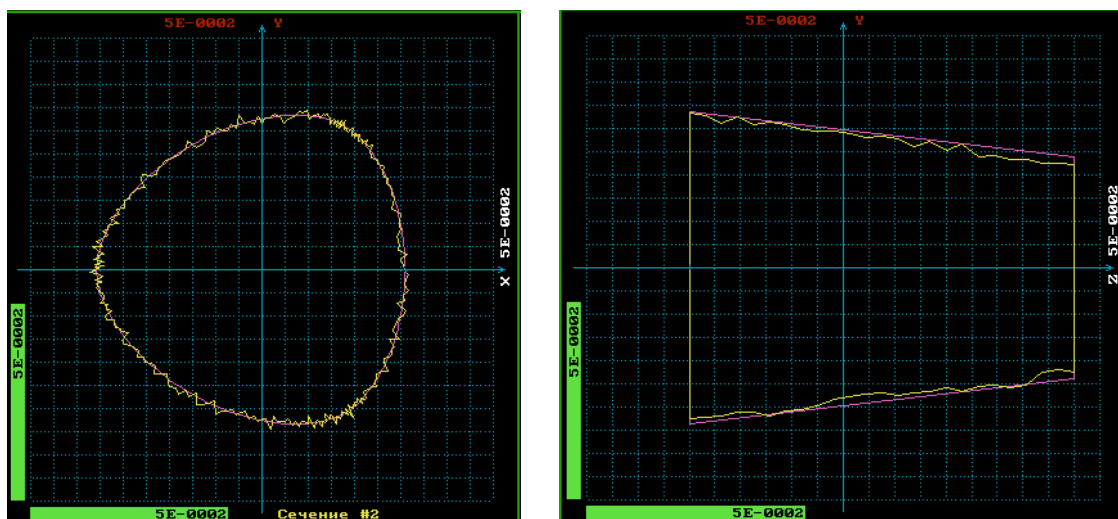


Рис. 3. Модель «реальной» геометрической формы конической оправки конусностью 7:24 при шлифовании прямым плоским кругом (для визуализации, погрешность геометрической формы оправки  $\times 100$ )

Fig. 3. Model of the «real» geometric shape of the conical mandrel taper 7: 24 when grinding straight flat circle (for visualization, the error of the geometric shape of the mandrel  $\times 100$ )

Примем наиболее часто встречающийся на практике нормальный закон распределения случайных величин [15]. Для нормально распределенной случайной функции все рассеивание укладывается на участке  $m \pm 3\sigma$ .

Таким образом, зная аналитическое выражение теоретического математического ожидания  $\bar{m}_{\Delta\rho}(\varphi)$  отклонений радиус-векторов точек «реальной» кривой профиля оправки и среднее квадратическое отклонение преобладающей гармоник  $\sigma$  для разных технологий изготовления можно определить ориентировочно интервал возможных значений, отклонений геометрической формы профиля оправки.

С целью получения реализаций геометрической формы кривой профиля оправки, воспользуемся зависимостью приведенной в работе [10] вида:

$$\bar{\rho}_{\Phi}(\varphi) = \bar{\rho}_n(\varphi) + a_0 + \sum_{k=1}^m [a_k \cdot \cos(k\varphi) + b_k \cdot \sin(k\varphi)] + \sqrt{D(\Delta\rho)} \cdot GENR, \quad (12)$$

где  $GENR$  — функция, позволяющая учесть отклонение геометрической формы конической оправки от действия случайных факторов и определяющая закон распределения случайных чисел.

В результате обхода по контуру профиля оправки аппроксимированного через 1,2 градусов в поперечном сечении и через 3,5 мм в продольном сечении получим последовательность случайных величин фактических радиус-векторов точек «реальной» кривой профиля оправки или модель «реальной» геометрической формы оправки размером  $M \times N = 300 \times 25 = 7500$  точек поверхности (рис. 3).

Полученные аналитические выражения, позволяют определять интервалы значений отклонений радиус-векторов точек кривой с равноосным контуром профиля оправок для разных технологий изготовления, что очень важно при прогнозировании их точности в соединениях прецизионных узлов многоцелевых станков, на стадии их проектирования.

### Выводы

1. На основании статистического анализа определена математическая модель геометрической формы посадочных профильных поверхностей деталей соединения шпиндель-инструментальная оправка размером  $M \times N = 300 \times 25 = 7500$  точек поверхности, которая позволяет адекватно описывать погрешность геометрической формы в пределах заданного ква-





литета точности. Например, для технологии изготовления оправок прямым плоским кругом для диаметральных размеров от 30 до 50 мм погрешность геометрической формы модели оправки находится в пределах допуска и соответствует 6 качеству точности, что позволяет на стадии проектирования прогнозировать технологическую точность деталей соединения шпиндельного узла многоцелевых станков.

2. Установлено, что способ шлифования профильных поверхностей оправок прямым

плоским кругом, при однокоординатном способе перемещения режущего инструмента, наиболее точный, так как «реальная» кривая профиля наиболее близка к номинальной. Погрешность геометрической формы находится в пределах от  $-2$  до  $-22$  мкм. При применении способа шлифования чашечным кругом погрешность геометрической формы находится в пределах от  $-10$  до  $-41$  мкм, а при чистовом точении безвершинным резцом в пределах от  $+28$  до  $+7$  мкм.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Максименко Ю.А., Куц В.В. Методика расчета геометрических параметров остаточных слоев фрезой дисковой с переменным радиусом при обработке РК-профильных валов // *Фундаментальные проблемы техники и технологии*. 2013. № 3-2 (299). С. 55–60.
- [2] Тимченко А.И. Технология изготовления деталей профильных бесшпоночных соединений: обзор. М.: ВНИИТЭМР, 1988. 160 с.
- [3] Зенин Н.В., Камсюк М.С. Технологические методы формообразования поверхностей бесшпоночных соединений // *Сборка в машиностроении и приборостроении*. 2005. № 9. С. 35–40.
- [4] Frank A., Mayr R. Unrundschleifen – Bilanz einer erfolgreichen Forschungsarbeit. Von der Soll-Kontur zum Werkstück // *Technik-Report*. 1991. No. 5A. P. 46–48.
- [5] Frank A., Pflanzl M., Mayr R. Vom K-Profil und Polygonprofil zu fiinkti – onsoptimierten Unrundprofilen – eine österreichische Entwicklung. *Fertigung // Präzision im Spiegel*. 1992. No. 3. P. 42–48.
- [6] Frank A., Trantin H., Pflanzl M. Die «Polygon – Normen» DIN 32711 und DIN 32712 «Upgrading» oder Neunormung // *Welle – Nabe – Verbindungen: Gestaltung, Fertigung, Anwendungen*. Dusseldorf: VDI – Verlag, 2003, P. 77–89, (VDI – Berichte 1790).
- [7] Аверьянов О.И., Аверьянова И.О. Модульный принцип построения многоцелевых станков с ЧПУ: [моногр.]. Старый Оскол: ТНТ, 2018. 164 с.
- [8] Линейцев, В.Ю., Ильиных В.А. Имитационное моделирование деталей конического соединения на основе РК-3 профильных кривых // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2015. № 2 (46). С. 51–55.
- [9] Линейцев В.Ю., Ильиных В.А., Ярилов В.Е. Исследование конических РК-3 профильных соединений на точность и жесткость // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2017. № 1 (53). С. 36–39.
- [10] Ильиных В.А., Косов М.Г. Статистическая оценка профилей некруглых валов с равноосным контуром на ЭВМ // *ВИНИТИ*. 1984. № 1. 31 с.
- [11] Ильиных В.А. Анализ результатов статистической оценки посадочных поверхностей вспомогательного инструмента многоцелевого станка ВЗ-20 // *Технология, экономика, педагогика : межвуз. сб. науч. тр.* Чита: ЗабГПУ, 1998. С. 43–46
- [12] Ильиных В.А., Пшеничникова Н.А. Статистическая оценка погрешности формы конических валов (на примере оправки NSK 30-27) // *Транспортная инфраструктура Сибирского региона: матер. восьмой Междунар. науч.-практ. конф.*, 28 марта – 01 апреля 2017 г. Иркутск. В 2 т. Т. 1. Иркутск: ИрГУПС, 2017, С. 431–435.
- [13] Пшеничникова Н.А., Ильиных В.А., Линейцев В.Ю. Корреляционно – спектральный анализ погрешности формы деталей профильных соединений // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2018. Т. 58, № 2. С. 40–45. DOI: 10.26731/1813-9108.2018.2(58).40-45
- [14] Ильиных В.А. Влияние конических профильных соединений на точность и жесткость технологических комплектов многоцелевых станков // *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*. 2018. Т. 24, № 4. С. 150–159. DOI: 10.18721 / YEST.24415.
- [15] Вентцель Е.С. Теория вероятностей. Государственное издательство физико-математической литературы. М., 1962.
- [16] Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. М.: Наука, 1966. 664 с.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ИЛЬИНЫХ Виктор Анатольевич** — кандидат технических наук доцент Забайкальского института железнодорожного транспорта  
E-mail: ilinykh.viktor5@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 23.02.2019

## REFERENCES

- [1] Y.A. Maksimenko, V.V. Kuts, Method of calculation of geometrical parameters of the residual layers with a cutter disk with a variable radius during the processing RK-shaped shaft, *Fundamental problems of technics and technology*, 3-2 (299) (2013) 55–60.
- [2] A.I. Timchenko, *Technology of manufacture of parts specialized double flat drive connections: a Review*. Moscow: VNIITEMR, 1988.
- [3] N.I. Zenin, M.S. Kamuk, Technological methods of forming double flat drive surfaces of the joints, *Assembly in mechanical engineering and instrument making*, 9 (2005) 35–40.
- [4] A. Frank, R. Mayr, Unrundscheifen — Bilanz einer erfolgreichen Forschungsarbeit. Von der Soll-Kontur zum Werkstück, *Technik-Report*, 5A (1991) 46–48.
- [5] A. Frank, M. Pflanzl, R. Mayr, Vom K-Profil und Polygonprofil zu fiinkti — onsoptimierten Unrundprofilen — eine österreichische Entwicklung. *Fertigung, Präzision im Spiegel*, 3 (1992) 42–48.
- [6] A. Frank, H. Trantin, M. Pflanzl, Die «Polygon — Normen» DIN 32711 und DIN 32712 «Upgrading» oder Neunormung, Welle — Nabe — Verbindungen: Gestaltung, Fertigung, Anwendungen. Dusseldorf: VDI — Verlag, (2003) 77–89.
- [7] O.I. Averyanov, I.O. Averyanova, *Modular principle of construction of multi-purpose CNC machines: monograph*. Stary Oskol: TNT, 2018.
- [8] V.Y. Lineitem, V.A. Ilinykh Simulation of parts of the conical connection on the basis of PC-3 profile curves, *Modern technologies. System analysis. Modeling. The scientific journal*, 2 (46) (2015) 51–55.
- [9] V.Y. Lineitem, V.A. Ilinykh, V.E. Arrow, Research of the bevel RK-3 profile of compounds on the accuracy and rigidity, *The Modern technologies. System analysis. Modeling*, 1 (53) (2017) 36–39.
- [10] V.A. Ilinykh, M.G. Kosov, Statistical evaluation of profiles of non-circular shafts with equiaxial contour on a computer, *VINITI*, 1 (1984).
- [11] V.A. Ilinykh, Analysis of the results of statistical evaluation of the landing surfaces of the auxiliary tool of the multi-purpose machine BZ-20, *Interuniversity collection of scientific works «Technology, Economics, pedagogy»*. Chita: Zabgpu, (1998) 43–46.
- [12] V.A. Ilinykh, N.A. Pshenichnikova, Statistical evaluation of the error shape tapered shaft (for example, the mandrel 30–27 NSK), *Transport infrastructure of the Siberian region: Materials of eighth international scientific-practical conference*, 28 March — 01 April 2017. Irkutsk. In 2 vol. Vol. 1. Irkutsk: Irkutsk state University of communications, (2017) 431–435.
- [13] N.A. Pshenichnikova, V.A. Ilinykh, V.Y. Lineitem, Correlation and spectral analysis of the error of the shape of the parts profile compounds, *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 58 (2) (2018) 40–45. DOI: 10.26731/1813-9108.2018.2(58).40-45
- [14] V.A. Ilinykh, The influence of the conical profile of the compounds on the accuracy and stiffness breadboards multi-task machines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24 (4) (2018) 150–159. DOI: 10.18721 / YES.24415.
- [15] E.S. Ventzel, *Probability Theory*. State publishing house of physical and mathematical literature. Moscow, 1962.
- [16] B.P. Demidovich, I.A. Maron, *Foundations of computational mathematics*. Moscow: Publishing House «Science», 1966.

## THE AUTHORS

**ILYINYKH Viktor A.** — Zabaikalsky railway transport institute  
E-mail: ilinykh.viktor5@mail.ru

Received: 23.02.2019



DOI: 10.18721/JEST.25211  
УДК 622.271.4

*В.И. Князькина, С.Л. Иванов*

Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия

## **ДИАГНОСТИКА И ПРОДЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ТРАНСМИССИЙ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ**

Рассмотрен вопрос совершенствования системы диагностирования технического состояния трансмиссий карьерных экскаваторов и продления срока службы их рабочих жидкостей на основании оценки величины и характера изменения акустического сигнала  $D$  ультразвукового диапазона в подвижных соединениях элементов трансмиссии при ее работе. Количество и качество смазки определяет величину показателя  $D$ , и позволяет принимать решения о своевременности замены, либо утилизации отработанного трансмиссионного масла, при реализации технологии регламентных работ в рамках стратегии технического обслуживания и ремонта по фактическому состоянию. Даны рекомендации по совершенствованию оценки технического состояния узлов и пар трения механических трансмиссий оборудования. Представлены результаты эксперимента по изменению показателя  $D$  в паре трения от величины давления в контакте и угловой скорости. Предложен блок очистки трансмиссионного масла в системах карьерного экскаватора. Дано описание его принципа действия.

*Ключевые слова:* карьерный экскаватор, техническое обслуживание, ремонт, узлы трения, смазка, акустический сигнал, трансмиссия.

*Ссылка при цитировании:*

В.И. Князькина, С.Л. Иванов. Диагностика и продление срока службы трансмиссий карьерных экскаваторов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 141–148. DOI: 10.18721/JEST.25211.

*V.I. Knyazkina, S.L. Ivanov*

Saint-Petersburg mining university, Saint-Petersburg, Russia

## **DIAGNOSING AND EXTENDING USEFUL LIFE OF TRANSMISSIONS IN MINING EXCAVATORS**

The study considers the issues related to improving the system for diagnosing the technical condition of mining excavator transmissions and extending the service life of their working fluids based on assessment of magnitude and nature of changes in the acoustic signal  $D$  of the ultrasonic range in moving parts of transmission elements during its operation. The quantity and quality of the lubricant determines the value of the indicator  $D$ , and allows to make decisions about timely replacement or disposal of used transmission oil when implementing the technology of routine work within the framework of maintenance and repair strategy based on the actual conditions. Recommendations are given for improving the assessment of technical conditions of components and friction pairs of mechanical transmissions of equipment. The results of the experiment on changing the  $D$  index in a friction pair as a function of pressure in the contact and the angular velocity are presented. A block for cleaning transmission oil in mining excavator systems is proposed. A description of its operating principles is given.

*Keywords:* mining excavator, maintenance, repair, friction units, lubrication, acoustic signal, transmission.

*Citation:*

V.I. Knyazkina, S.L. Ivanov, Diagnosing and extending useful life of transmissions in mining excavators, *Sr. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 141–148, DOI: 10.18721/JEST.25211.

**Введение.** На сегодняшний день развитие горнодобывающей отрасли невозможно представить без эксплуатации и применения горных машин повышенной надежности горнодобывающего оборудования. В наиболее тяжелых условиях работают экскаваторы открытых разрезов. Как правило, это машины большой единичной мощности и габаритов с механическими и гидравлическими трансмиссиями. Жесткие погодные условия эксплуатации, сложные горно-геологические условия, трудоемкость и не комфортность проведения работ по техническому обслуживанию ремонту обуславливают снижение их наработки между отказами, способствуя интенсификации деграционных процессов и повышению рисков аварийных отказов оборудования и в первую очередь их трансмиссий [1–4].

**Целью работы** является разработка системы оценки характера процесса трения подвижных соединений и уровня их деградации для своевременного проведения технического обслуживания обеспечивающего продление срока службы трансмиссий карьерных экскаваторов на основе их акустической диагностики и регенерации лубриката.

#### **Принципы оценки условий смазки подвижных соединений**

Как показали исследования авторов, только среди подшипников трансмиссий – 67 % всех отказов связано с недостатком или загрязнением смазки, 16 % – с некачественным проведением регламентных работ по монтажу и креплению подшипников и лишь 10,5 % – собственно с износом и естественными повреждениями подшипников при их эксплуатации.

В условиях эксплуатации лишь технология и технологические процессы, сопровождающие систему технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) способствуют восстановлению ресурса оборудования и определяют эффективность поддержания машины в работоспособном состоянии. При этом значительным весом и тру-

доемкостью среди работ ТО и Р имеют смазочно-заправочные работы. Автоматическая система смазки подвижных элементов и сопряжений машин способна значительно сократить трудоемкость смазочно-заправочных работ. Однако для оптимизации процессов проведения смазочно-заправочных работ и управления ими смазку необходимо проводить на основании оценки технического состояния подвижных соединений.

Элементы пары трения при их кинематическом взаимодействии способны генерировать сигналы внешнего трения [5–8], включающий в себя три вида сигналов, составляющие которых могут быть зафиксированы в ультразвуковом диапазоне частот, совокупность которых комплексно фиксируется показателем  $D$ : автоколебания вызванные изменениями условий сопряжения твердых тел; эмиссионные сигналы, формируемые пластическим деформированием, структурно-фазовой перестройкой и разрушением поверхностей трения; поверхностные волны. Фиксируемый показатель  $D$  представляет собой математическое ожидание амплитуды акустического сигнала генерируемого в подвижном сопряжении при силовом взаимодействии его элементов и, при прочих равных условиях, определяется количеством и качеством лубриката кинематической пары, а сам звуковой сигнал от комплекса перечисленных выше факторов и фиксируемый в ультразвуковом диапазоне является интегральной оценкой состояния контролируемого подвижного соединения, включая условия и характер смазки [4, 5, 9–12].

Сравнение величины этого показателя с соответствующими граничными значениями в зависимости от условий работы и величины износа подвижного соединения при контроле его технического состояния, позволяет осуществлять управляющее воздействие проведением мероприятий по своевременной замене и пополнению смазки, регенерации масел и рабочих жидкостей непосредственно на борту машины и, даже в автоматическом режиме [13–15].



Таким образом, наиболее полное использование возможностей карьерных экскаваторов с одновременным повышением их надежности может быть осуществлено внедрением в технологический процесс технического обслуживания и ремонта операций по диагностике технического состояния трансмиссий горных машин, и перехода к стратегии обслуживания по фактическому состоянию.

#### Экспериментальное определение характера изменения среднего значения уровня звукового сигнала $D$ в подвижном соединении.

При оценке смазывающей способности масел необходимо достоверно определять характер трения в контакте. Величина среднего значения уровня звукового сигнала  $D$ , фиксируемая в ультразвуковом диапазоне частот в полной мере позволяет оценить, как характер трения в кинематической паре. Эксперименты проводились на машине трения типа УМТ в смазочной среде при вращении верхнего образца по неподвижному нижнему образцу при заданной нагрузке. Угловые скорости и давление в паре детерминировано изменялись при параллельном измерении показателя  $D$  для получения общей картины о закономерностях

изменения характера трения в заданных условиях для ряда масел. Изменения величины акустического сигнала в ультразвуковой полосе частот, излучаемого парой трения, велись прибором АРП 11 (ООО «МЕТКАТОМ»).

В ходе эксперимента были заданы шесть уровней угловых скоростей при пяти уровнях давления в паре трения. Обработанные результаты экспериментов представлены на рис. 1 для базового масла И-20. Из полученных результатов видно, что имеется устойчивая тенденция возрастания величины показателя  $D$  при росте угловой скорости. По стабильности величины этого сигнала при неизменных скорости, давлении и его величине можно судить о характере трения в паре, соответственно — жидкостном, граничном или сухом. Жидкостное трение характеризуется малой величиной сигнала и его стабильностью и реализуется при малых давлениях и не высоких скоростях. Износ при этом виде трения минимален. Различие лишь интенсивности нарастания величины показателя  $D$ . Однако, переход к сухому трению при высоких скоростях происходит уже при небольших значениях давления, при этом при малых скоростях в паре трения сохраняются нормальные условия даже при значительных давлениях в контакте.

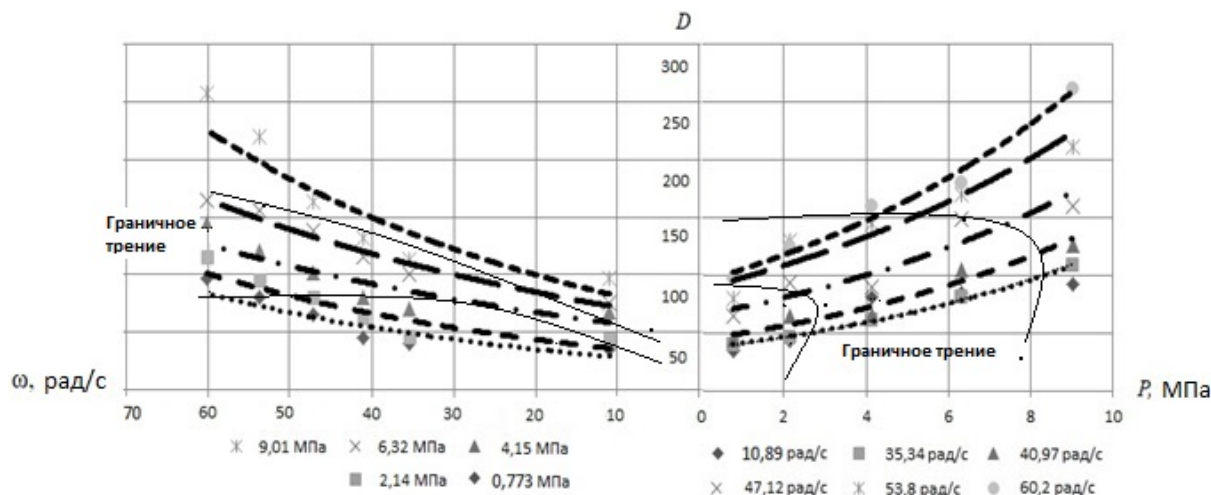


Рис. 1. Изменение величины комплексного показателя  $D$  сигнала внешнего трения для базового масла И-20 от угловой скорости и давления в паре трения

Fig. 1. The change in the value of the complex index  $D$  of the external friction signal for the base oil I-20 from the angular velocity and pressure in the friction pair



Аналогичные эксперименты проводились для масел И-20 с присадками, 75w, 85W и 90. Для этих масел тенденция изменения показателя  $D$  была аналогичной, а отличие имело место лишь в соответствующих значениях, при этом ожидаемо, масла с большей вязкостью и без присадок имели меньшие значения измеряемого показателя. Введение в масла металлической меди в виде тонкодисперсного порошка также резко снижало значения показателя  $D$  при прочих равных условиях. Наличие абразива и засоренность масла также легко фиксируется при таком способе диагностики, вызывая увеличение уровня акустического сигнала, фиксируемого как показатель  $D$ .

Таким образом экспериментально установлена возможность фиксировать, по средством показателя  $D$ , деградационные процессы в динамике по величине и характеру изменения акустического сигнала в ультразвуковой полосе частот от процесса трения в контролируемых ресурсопределяющих подвижных соединениях для выявления на ранней стадии дефектов и повреждений в трансмиссиях гидравлических и электрических карьерных экскаваторах, оценивать состояние смазочных и рабочих сред ресурсопределяющих узлов трения и, при включении подобных датчиков в бортовые системы диагностики, управлять системами смазки и их регенерации. Как пример, рассмотрим

#### **Применение ультразвука при регенерации масел в период проведения регламентных работ техники**

Учитывая габариты и места расположения тяжелой горной техники открытых разработок, технологические операции по техническому обслуживанию, целесообразно проводить по месту его функционирования. Смазочно-заправочные операции для таких машин как карьерный экскаватор превышают треть временных и трудовых затрат на проведение сервисных операций. Своевременная

замена или регенерация масел и технических жидкостей карьерного экскаватора определяет долговечность основных силовых систем, как механических, так и гидравлических трансмиссий. Не своевременная замена или регенерация смазочных рабочих сред ведет к интенсификации износных и коррозионных процессов насосов, гидродвигателей, цилиндров и их элементов, снижению объемного КПД гидросистем из-за износа клапанов, дросселей, золотниковых пар, подшипников, зубчатых передач, уплотнений, шарниров, а ранняя замена — к серьезным материальным потерям. При этом транспортировка, хранение, сбор и утилизация отработанных масел, их замена новыми в условиях открытых разработок — затратна и связана с серьезными рисками. Поэтому наиболее экономически выгодным в этих условиях является регенерация отработанных масел [13, 16, 17].

При регенерации отработанных масел в соответствии с ГОСТ Р 56828.42-2018, необходимо снизить концентрации механических примесей и воды до допустимых значений. Наиболее энергоэффективным способом очистки масла от механических примесей и воды является подведение к нему колебаний ультразвуковой частоты свыше 20 кГц, что способствует образованию высокоскоростных кумулятивных струй и интенсификации процесса движения жидкой фазы через поры и каналы тонких фильтров, а также появлению акустических потоков, способствующих направленному выносу первичных и вторичных продуктов окисления.

Проведенные авторами лабораторные испытания подтвердили тот факт, что основным параметром, определяющим эффективность регенерации, является интенсивность ультразвуковых колебаний, а главным конструктивным параметром устройства — поток ультразвуковой энергии, равный произведению интенсивности ультразвуковых колебаний на площадь воздействия. Обеспечение же режи-





ма регенерации отработанного масла возможно при условии, если отрицательное звуковое давление будет превышать прочность жидкости на разрыв.

На основании результатов проведенных исследований отработана конструкция автономного блока для регенерации отработанных трансмиссионных масел. Отработанное масло загружается в приемную емкость блока и из нее под действием ультразвуковых колебаний очищаемое масло в виде воздушно-парового потока перемещают в промежуточную емкость, а твердые включения остаются в приемной емкости откуда при достаточном накоплении принудительно убираются. Для интенсификации процесса и снижения его энергоемкости предложено осуществляется нагрев масла посредством СВЧ излучения в промежуточной емкости до температуры порядка 80 °С. Замена традиционных контактных способов нагрева на бесконтактный с использованием энергии СВЧ колебаний позволяет добиться более интенсивного нарастания температуры при большей равномерности нагрева. Дополнительная дегазация и удаление примесей происходит на завершающем этапе очистки масла при прохождении его через ультразвуковой блок к фильтру тонкой (1...10 мкм) очистки и далее очищенное и восстановленное масло поступает в сливную емкость.

Общий вид блока представлен на рис. 2.

Блок имеет мощность 0,3 кВт, рабочая частота генератора 35 кГц, температура реализации процесса — 60 °С, время потребное для регенерации литра 1...3 минуты. Предложенный блок регенерации масел смазочно-заправочного агрегата целесообразно применять при проведении регламентных работ ТО и Р машин открытых разработок и, в частности, карьерных экскаваторов. А управление таким блоком возможно по результатам диагностических процедур с последующей оценкой состояния смазки по величине и характеру

акустического сигнала, фиксируемого как показатель  $D$  на тестовом узле трения гидравлической или механической трансмиссии.

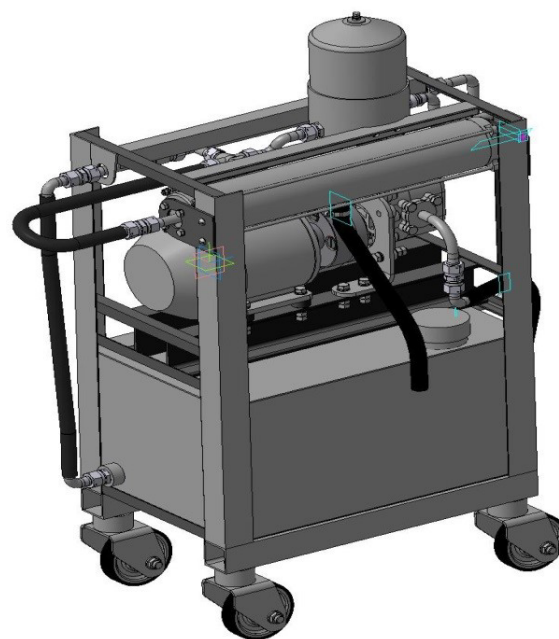


Рис. 2. Автономный блок регенерации отработанных масел

Fig. 2. Autonomous unit for the regeneration of waste oils

### Заключение

- Экспериментальными исследованиями подтверждена возможность оценки технического состояния и свойств лубриката трансмиссий карьерных экскаваторов по величине и характеру изменения акустического сигнала.

- Предложена конструкция блока регенерации масла и рабочих жидкостей с использованием ультразвуковых колебаний с одновременной фильтрацией лубриката, которую целесообразно применять в виде автономных установок.

- Совокупность применения акустической диагностики и регенерации лубриката существенно продлевают срок службы трансмиссий карьерных экскаваторов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Герике П.Г.** Поиск предпосылок для создания единого диагностического критерия оценки предельного технического состояния горной техники // Известия Уральского государственного горного университета. 2016. № 4 (44). С. 63–67
- [2] **Пумпур Е.В., Иванов С.Л.** Применение агрегатно-узлового метода при обслуживании горной техники // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: 14-я Междунар. конф. по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. В 2 т. Т. 1. Тула: Изд-во ТулГУ, 2018. С. 214–219.
- [3] **Чуксин А.И., Иванов С.Л.** Политика управления отказами // Актуальные проблемы машиноведения, безопасности и экологии в природопользовании: сборник научных трудов IV Международной научно-практической конференции, 17–18 мая. В 2-х т. Т. 1, Тверь: Тверской государственный технический университет, 2018. С. 286–296.
- [4] **Иванов С.Л. [и др.].** Экспериментальная оценка состояния трансмиссии на стенде с замкнутым потоком мощности // Горное оборудование и электромеханика, 2009. № 9. С. 31–34.
- [5] **Князькина В.И., Иванов С.Л.** Экспериментальные измерения величины акустико-эмиссионного сигнала в паре трения для оценки состояния трансмиссий горных машин // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики. Т. 1: матер. 13-й Междунар. конф. по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики / под ред. Р.А. Ковалева. Тула: Тульский государственный университет, 2–3 ноября 2017 года. С. 140–144.
- [6] **Князькина В.И., Иванов С.Л., Тяктев М.М.** Выявление закономерностей изменения акустико-эмиссионного сигнала в парах трения горных и нефтепромысловых машин // Master's journal. Журнал магистров № 1. Пермь: ПНИПУ, 2018. С. 32–36.
- [7] **Носов В. В., Зеленский Н. А., Матвеев И. В., Ямилова А. Р.** АЭ диагностирование прочностного состояния сварных соединений // Горный информационно-аналитический бюллетень Mining Informational and analytical bulletin (scientific and technical journal). 2017. № 4, Т. 2. С. 391–400.
- [8] **Nosov V.V.** Control of inhomogeneous materials strength by method of acoustic emission // Journal of Mining Institute. 2017. Vol. 226. P. 469–479 DOI: 10.25515/PMI.2017.4.469
- [9] **Федоров Д.Д., Потапенко В.С.** Анализ и тенденции развития систем акустико-эмиссионной диагностики подшипниковых узлов // Транспорт Урала. 2006. № 3(10). С. 15–19.
- [10] **Christophe Donnet, Ali Erdemir Editors.** Tribology of Diamond-Like Carbon Films Fundamentals and Applications / University Institute of France and University Jean Monnet Laboratoire Hubert Curien UMR 5513 18 avenue Professeur Benoît Lauras 42000 Saint-Etienne, France. Argonne National Laboratory Energy Systems Division 9700 South Cass Avenue Argonne, IL 60439, USA. 2008, Springer Science + Business Media, L. 664 p.
- [11] **Lubrication Trucks and Equipment.** Anatomy of an ORO Lubrication Truck Brochure. URL: [http://www.orodesign.ca/ORO\\_lube\\_brochure.pdf](http://www.orodesign.ca/ORO_lube_brochure.pdf) (дата обращения: 01.02.2019).
- [12] **Ivanov S.L., Shishkin P.V.** Integral criterion of mining machines technical condition level at their operation // 2017 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 87 022009.
- [13] **Мухин Д.В., Вольсков Д.Г.** Разработка методики прогнозирования срока службы моторных масел // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 2016. № 2. С. 33–37.
- [14] **Sung Chul Cha, Ali Erdemir Editors.** Coating Technology for Vehicle Applications / Sung Chul Cha Materials Development Center R&D. Ali Erdemir Argonne National Laboratory Energy Systems Division Argonne, IL, USA. Division, Hyundai Motor Group Hwaseong-si, Gyeonggi-do, Korea. Springer International Publishing Switzerland, 2015. 240 p.
- [15] **Yuansheng J., Shenghua L.** Superlubricity of in situ generated protective layer on worn metal surfaces in presence of  $Mg_6Si_4O_{10}(OH)_8$  / Superlubricity. Edited by Ali Erdemir Argonne National Laboratory. Argonne, USA and Jean-Michel Martin Ecole Centrale de Lyon, Lyon, France. B.V. Elsevier, 2007. P. 445–469.
- [16] **Князькина В.И.** Автономная система регенерации отработанного масла // Инновации на транспорте и в машиностроении: сб. тр. VI Междунар. науч.-практ. конф. Т. V / под ред. В.В. Максарева; отв. ред. Д.А. Задков. СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2016. С. 45.
- [17] **Петушко И.В.** Электротехнологические проблемы повышения эффективности оборудования для ультразвуковой обработки жидких и твердых сред // Металлообработка. 2003. № 2. С. 16–23.



## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КНЯЗЬКИНА Валерия Ивановна** — аспирант Санкт-Петербургского горного университета

E-mail: knyazkina.valeriya.94@mail.ru

**ИВАНОВ Сергей Леонидович** — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского горного университета

E-mail: lisa\_lisa74@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 11.03.2019

## REFERENCES

- [1] **P.G. Gerike**, Poisk predposylok dlya sozdaniya yedinogo diagnosticheskogo kriteriya otsenki predelnogo tekhnicheskogo sostoyaniya gornoy tekhniki, *Izvestiya Uralskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta*, 4 (44) (2016) 63–67.
- [2] **Ye.V. Pumpur, S.L. Ivanov**, Primeneniye agregatno-uzlovogo metoda pri obsluzhivanii gornoy tekhniki, *Sotsialno-ekonomicheskiye i ekologicheskiye problemy gornoy promyshlennosti, stroitelstva i energetiki: 14-ya Mezhdunarodnaya konferentsiya po problemam gornoy promyshlennosti, stroitelstva i energetiki. V 2 t. T. 1: mater. konf. Tula: Izd-vo TulGU*, (2018) 214–219.
- [3] **A.I. Chuksin, S.L. Ivanov**, Politika upravleniya otkazami, *Aktualnyye problemy mashinovedeniya, bezopasnosti i ekologii v prirodopolzovanii: sb. nauch. tr. IV Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 17–18 maya. V 2-kh t. T. 1. Tver: Tverskoy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet*, (2018) 286–296
- [4] **Ivanov S.L. [i dr.]**, Eksperimentalnaya otsenka sostoyaniya transmissii na stende s zamknutym potokom moshchnosti, *Gornoye oborudovaniye i elektromekhanika*, 9 (2009) 31–34
- [5] **V.I. Knyazkina, S.L. Ivanov**, Eksperimentalnyye izmereniya velichiny akustiko-emissionnogo signala v pare treniya dlya otsenki sostoyaniya transmissiy gornyykh mashin, *Sotsialno-ekonomicheskiye i ekologicheskiye problemy gornoy promyshlennosti, stroitelstva i energetiki. T. 1: mater. 13-oy Mezhdunar. Konf. po problemam gornoy promyshlennosti, stroitelstva i energetiki. Pod red. R.A. Kovaleva. Tula: Tulskiy gosudarstvennyy universitet, 2–3 noyabrya*, (2017) 140–144.
- [6] **V.I. Knyazkina, S.L. Ivanov, M.M. Tyaktev**, Vyyavleniye zakonornostey izmeneniya akustiko-emissionnogo signala v parakh treniya gornyykh i neftepromyslovyykh mashin, *Master's journal. Zhurnal magistrantov № 1. Perm: PNIPU*, (2018) 32–36.
- [7] **V.V. Nosov, N.A. Zelenskiy, I.V. Matviyan, A.R. Yamilova**, AE diagnostirovaniye prochnostnogo sostoyaniya svarnykh soyedineniy, *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten Mining Informational and analytical bulletin (scientific and technical journal)*, 4 (2) (2017) 391–400.
- [8] **V.V. Nosov**, Control of inhomogeneous materials strength by method of acoustic emission, *Journal of Mining Institute*, 226 (2017) 469–479 DOI: 10.25515/PMI.2017.4.469
- [9] **D.D. Fedorov, V.S. Potapenko**, Analiz i tendentsii razvitiya sistem akustiko-emissionnoy diagnostiki podshipnikovyykh uzlov, *Transport Urala*, 3 (10) (2006) 15–19.
- [10] **Christophe Donnet, Ali Erdemir Editors**, *Tribology of Diamond-Like Carbon Films Fundamentals and Applications / University Institute of France and University Jean Monnet Laboratoire Hubert Curien UMR 5513 18 avenue Professeur Benoît Laurus 42000 Saint-Etienne, France. Argonne National Laboratory Energy Systems Division 9700 South Cass Avenue Argonne, IL 60439, USA. 2008, Springer Science + Business Media, L.*
- [11] *Lubrication Trucks and Equipment. Anatomy of an ORO Lubrication Truck Brochure. URL: [http://www.ordesign.ca/ORO\\_lube\\_brochure.pdf](http://www.ordesign.ca/ORO_lube_brochure.pdf) (accessed February 01, 2019).*
- [12] **S.L. Ivanov, P.V. Shishkin**, Integral criterion of mining machines technical condition level at their operation, 2017 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 87 022009.
- [13] **D.V. Mukhin, D.G. Volskov**, Razrabotka metodiki prognozirovaniya sroka sluzhby motornykh masel, *Vestnik Ulyanovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2 (2016) 33–37.
- [14] **Sung Chul Cha, Ali Erdemir Editors**, *Coating Technology for Vehicle Applications / Sung Chul Cha Materials Development Center R&D. Ali Erdemir*

Argonne National Laboratory Energy Systems Division Argonne, IL, USA. Division, Hyundai Motor Group Hwaseong-si, Gyeonggi-do, Korea. Springer International Publishing Switzerland, 2015.

[15] **J. Yuansheng, L. Shenghua**, Superlubricity of in situ generated protective layer on worn metal surfaces in presence of  $Mg_6Si_4O_{10}(OH)_8$  / Superlubricity. Ed. by Ali Erdemir Argonne National Laboratory. Argonne, USA and Jean-Michel Martin Ecole Centrale de Lyon, Lyon, France. B.V. Yelsevier, (2007) 445–469.

[16] **V.I. Knyazkina**, Avtonomnaya sistema regeneratsii otrabotannogo masla, Innovatsii na transporte i v mashinostroyenii: sb. tr. VI Mezhdunar. nauch.-praktich. konfer. T. V. Pod red. V.V. Maksarova; otv. red. D.A. Zadkov. SPb.: Natsionalnyy mineralno-syryevoy universitet «Gornyy», (2016) 45.

[17] **I.V. Petushko**, Elektrotekhnologicheskiye problemy povysheniya effektivnosti oborudovaniya dlya ultrazvukovoy obrabotki zhidkikh i tverdykh sred, Metalloobrabotka, 2 (2003) 16–23.

#### THE AUTHORS

**KNYAZKINA Valeriia I.** — *Saint-Petersburg mining university*

E-mail: knyazkina.valeriya.94@mail.ru

**IVANOV Sergei L.** — *Saint-Petersburg mining university*

E-mail: lisa\_lisa74@mail.ru

**Received: 11.03.2019**



DOI: 10.18721/JEST.25212  
УДК 620.178

*Т. Нгуен Нгок, В.М. Капралов*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **АНАЛИЗ РЕЗОНАНСА И СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ**

В эксплуатации лопатки газовых турбин работают в широком интервале частот динамических нагрузок. Такие нагрузки со временем могут приводить к усталостным деформациям, микротрещинам, что изменяет динамические характеристики конструкции лопаток. лопатка является упругой конструкцией и имеет спектр собственных частот и форм колебаний. Они влияют на динамические свойства самой лопатки и её способность реагировать на различные воздействия. Работа заключается в изучении собственной частоты и формы колебаний лопаточных турбомашин и в совершенствовании методов численного прогнозирования динамического отклика лопаток под нагрузкой, что является актуальной задачей, так позволяет охарактеризовать зависимость собственных частот колебаний от режима работы и гарантированно избежать резонанса для проектируемых лопаточных венцов в реальных условиях эксплуатации.

*Ключевые слова:* лопатка, модальный анализ, резонанс, свободная частота, газовая турбина.

*Ссылка при цитировании:*

Т. Нгуен Нгок, В.М. Капралов. Анализ резонанса и свободных колебаний лопатки газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 149–160. DOI: 10.18721/JEST.25212.

*T. Nguyen Ngoc, V.M. Kapralov*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **ANALYSIS OF RESONANCE AND NATURAL FREQUENCIES OF GAS TURBINE BLADES**

Gas turbine blades operate in a wide frequency range of dynamic loads. Such loads can lead to fatigue deformations and microcracks with time, which changes the dynamic characteristics of the of the blades. The blade is an elastic structure and has a spectrum of natural frequencies and vibration modes. They affect the dynamic properties of the blade itself and its ability to respond to various influences. The study consists in studying the natural frequency and vibration modes of turbomachine blades and in improving the methods of numerical prediction of dynamic response of blades under load, which is an urgent task, as it allows to characterize the dependence of natural frequencies of vibrations on the mode of operation and reliably avoid resonance for engineered blades in actual operating conditions .

*Keywords:* blade, modal analysis, harmonic response, natural frequency, gas turbine

*Citation:*

T. Nguyen Ngoc, V.M. Kapralov , Analysis of resonance and natural frequencies of gas turbine blades, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 149–160, DOI: 10.18721/JEST.25212.

В эксплуатации лопатки газовых турбин работают в широком интервале частот динамических нагрузок. Такие нагрузки со временем могут приводить к усталостным деформациям, микротрещинам, что изменяет динамические характеристики конструкции лопаток [1, 2].

Цель данной работы заключается в изучении собственной частоты и формы колебаний лопаточных аппаратов тепловых турбомашин и в совершенствовании методов численного прогнозирования динамического отклика лопаток под нагрузкой, что является актуальной задачей, так позволяет гарантированно избежать резонанса для проектируемых лопаточных венцов в реальных условиях эксплуатации.

Как правило, величины собственных частот колебаний лопаток газовых турбин изменяются в диапазоне 100–30000 Гц [4]. Вибрация лопатки будет вызывать динамические напряжения, приводящие к усталости материала лопатки, или даже к ее разрушению.

Зная собственные частоты и возмущающие гармоники, можно определить формы колебаний, которые могут возбуждаться в рабочем

диапазоне частот вращения, а также частоты вращения, на которых возможны резонансы на данных формах колебаний. Анализе частот, форм и распределений относительных вибрационных напряжений лопатки целесообразно выполнять с помощью метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе Ansys [3].

### Постановка задачи

1. Выполнить модальный анализ лопатки, геометрическая модель которой представлена на рис. 1.
2. Определить первые 6 собственных частот и форм колебаний.
3. Выполнить гармонический анализ системы под действием периодической силы 200 Н.

$l = 160$  мм.

Периферия:  $b = 56$  мм,  $\delta = 5,7$  мм,  $h = 11$  мм.

Корневое сечение:  $b = 60$  мм,  $\delta = 9$  мм,  $h = 12$  мм.

Среднее сечение:  $b = 65$  мм,  $\delta = 7$  мм,  $h = 11,5$  мм.

$\rho = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м (сталь)

### Геометрические параметры образца и данные по материалу

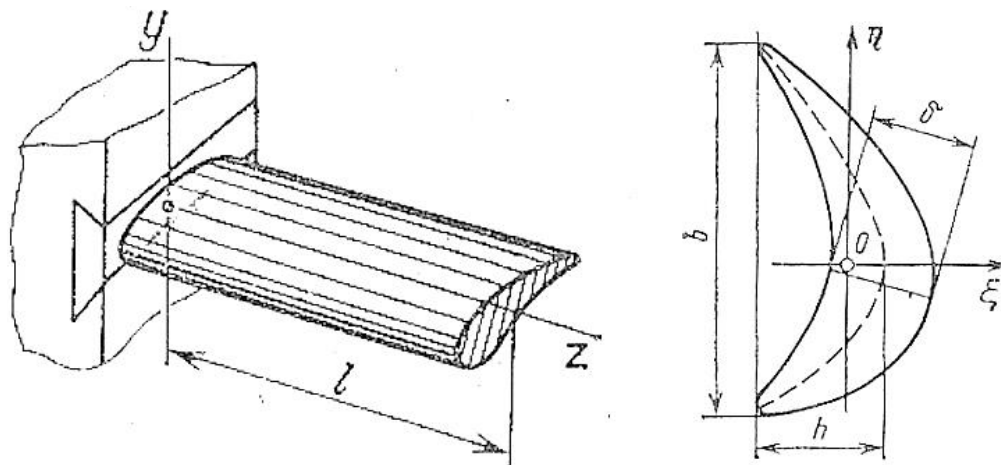


Рис. 1. Общий вид и основные геометрические параметры рабочей лопатки [2]  
Fig. 1. General view and main geometrical parameters of the working blade [2]





Таблица 1

Параметры лопатки турбины

Parameters of Turbine Blade

Объем	$1,2662 \cdot 10^5 \text{ мм}^3$
Масса	0,99 кг
Плотность стали	$7,85 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$
Прочность при сжатии	250 МПа
Прочность при растяжении	250 МПа
Предел прочности при растяжении	460 МПа

Изгибные колебания лопаток

Собственная частота тангенциальных колебаний длинной лопатки может быть определена по формуле [2]:

$$f_k = \frac{m_k}{l^2} \sqrt{\frac{EJ_{\min}}{\rho F}},$$

где  $f_k$  —  $k$ -я собственная частота тангенциальных колебаний лопатки, Гц;  $E$  — модуль упругости материала лопатки, Па;  $\rho$  — плотность материала лопатки, кг/м<sup>3</sup>;  $J_{\min}$  — момент инерции сечения лопатки относительно оси минимальной инерции, м<sup>4</sup>;  $F$  — площадь сечения лопатки, м<sup>2</sup>;  $l$  — длина лопатки, м.

Коэффициент  $m_k$  зависит от тона (формы) колебаний, а также от типа заделки концов стержня (лопатки). Значения коэффициентов  $m_k$  для собственных колебаний консольно-закрепленной и незакрученной лопатки приведены в табл. 2:

Таблица 2

Значение коэффициента  $m_k$

$m_k$  value

$n/n$	$m_k$
1	0,56
2	3,51
3	9,82

Для приближенных расчетов лопаток

$$J_{\min} = 0,041 \cdot b \cdot \delta \cdot (h^2 + \delta^2) \text{ и } F = 0,69b\delta,$$

где  $b$  — хорда профиля;  $\delta$  — максимальная толщина профиля;  $h$  — максимальный прогиб срединной линии профиля (см. рис. 1)).

Пример расчёта для первой (изгибной) формы колебаний РЛ.

Наименьшая частота турбинной рабочей лопатки переменного профиля (статическая):

$$f_{\text{ст}} = \varphi_3 \cdot \frac{0,56}{\ell^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_{\text{хкор}}}{\rho \cdot f_{\text{кор}}}},$$

где

$$\varphi_3 = \sqrt{\frac{4 + \frac{J_{\text{хпер}}}{J_{\text{хкор}}}}{1 + 4 \cdot \frac{f_{\text{пер}}}{f_{\text{кор}}}}};$$

$$J_{\text{х пер}} = 0,041 \cdot b \cdot \delta \cdot (h^2 + \delta^2) = 0,041 \cdot 0,056 \times \\ \times 0,0057 \cdot (0,011^2 + 0,0057^2) = 2 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

$$J_{\min} = 0,041 \cdot b \cdot \delta \cdot (h^2 + \delta^2) \text{ и } F = 0,69b\delta \\ \rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3,$$

$$J_{\text{х кор}} = 0,041 \cdot 0,06 \cdot 0,009 \cdot (0,012^2 + 0,006^2) = \\ = 4,98 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4,$$

$$f_{\text{кор}} = 0,69 \cdot b \cdot \delta = 0,69 \cdot 0,06 \cdot 0,009 = 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$f_{\text{пер}} = 0,69 \cdot 0,056 \cdot 0,0057 = 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Поправка на конусность РЛ:

$$\varphi_3 = \sqrt{\frac{4 + \frac{2 \cdot 10^{-9}}{4,98 \cdot 10^{-9}}}{1 + 4 \cdot \frac{2,2 \cdot 10^{-4}}{3,7 \cdot 10^{-4}}}} = 1,14.$$

$$f_{\text{ст}} = 1,14 \cdot \frac{0,56}{0,16^2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,98 \cdot 10^{-9}}{7800 \cdot 3,7 \cdot 10^{-4}}} = 475 \text{ Гц.}$$

Крутильные колебания лопаток

Собственная частота крутильных колебаний лопатки может быть определена по формуле:

$$f_k = \frac{(2k-1)}{4l} \sqrt{\frac{GK}{\rho J_p}} = \frac{2 \cdot 1 - 1}{4 \cdot 0,16} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0,5 \cdot 20 \cdot 10^{10} \cdot 0,126 \cdot 0,06 \cdot 0,007^3}{(1 + 0,25) \cdot 7800 \cdot 0,038 \cdot 0,06^3 \cdot 0,007}} = 1063 \text{ Гц,}$$

где  $f_k$  —  $k$ -я собственная частота крутильных колебаний лопатки, Гц;  $G$  — модуль сдвига

материала, равный  $0,5E/(1+\mu)$ , Па;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $\rho$  – плотность материала лопатки, кг/м<sup>3</sup>;  $l$  – длина лопатки, м;  $J_p$  – полярный момент инерции сечения лопатки, м<sup>4</sup>;  $K$  – геометрическая жесткость на кручения относительно центра жесткости сечения лопатки, м<sup>4</sup>.

Коэффициент  $k$  соответствует номеру собственной частоты и формы и принимает значения 1, 2, 3 и т. д.

Для приближенных расчетов лопаток:

$$K = 0,126 \cdot b \cdot \delta^3 \text{ и } J_p = 0,038b^3\delta,$$

где  $b$  – хорда профиля;  $\delta$  – максимальная толщина профиля.

#### Создание геометрической модели

В этой работе конечно-элементная модель лопатки газовой турбины была построена на основе имеющейся геометрической модели (рис. 1), динамические характеристики лопатки были проанализированы с помощью программного обеспечения Ansys Workbench [16]. Численный расчет позволяет получить первые 6 собственных частот лопатки при номинальных и резонансных условиях эксплуатации, а также гармонический отклик возбуждающей силы.

Для расчета были заданы следующие граничные условия:

Материал лопатки – сталь;

Скорость вращения – 6000 об/мин;

Число узлов расчетной сетки – 52443, число элементов – 29651 (рис. 3).

Сначала проводится структурный анализ лопатки турбины с учетом максимального значения давления и полной деформации лопатки. При структурном анализе мы получили максимальное значение напряжений, равное 239 МПа, и максимальную деформацию лопатки 0,22 мм.

#### Модальный анализ

Модальный анализ используется для определения собственных частот турбинной лопатки. Собственные частоты и формы колебаний являются необходимыми параметрами при конструировании лопатки по условиям динамической нагрузки [5]. Модальный анализ может быть выполнен и для предварительно напряженной конструкции, такой как вращающаяся лопатка турбины, находящаяся под действием центробежных сил.

Рассчитаны первые 6 собственных частот при скоростях вращения 0, 500, 1500, 3000, 6000 об/мин. Результаты представлены в табл. 3.

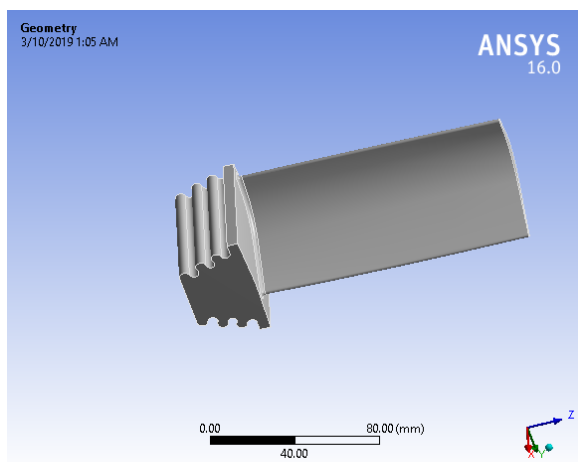


Рис. 2. Построенная твердотельная модель лопатки  
Fig. 2. Solid model of blades

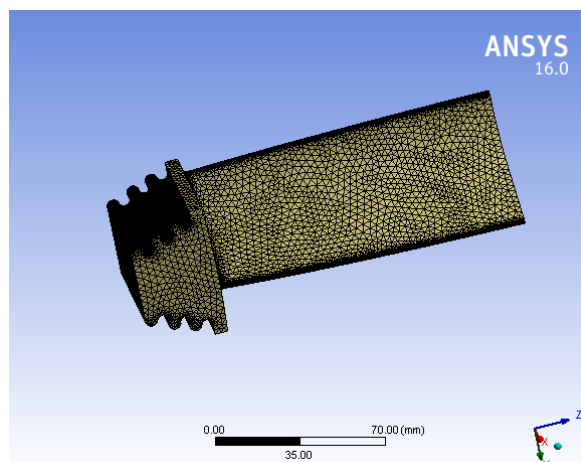


Рис. 3. Конечно-элементная модель исследуемой лопатки  
Fig. 3. The finite element model of the blade

### Результаты структурного анализа

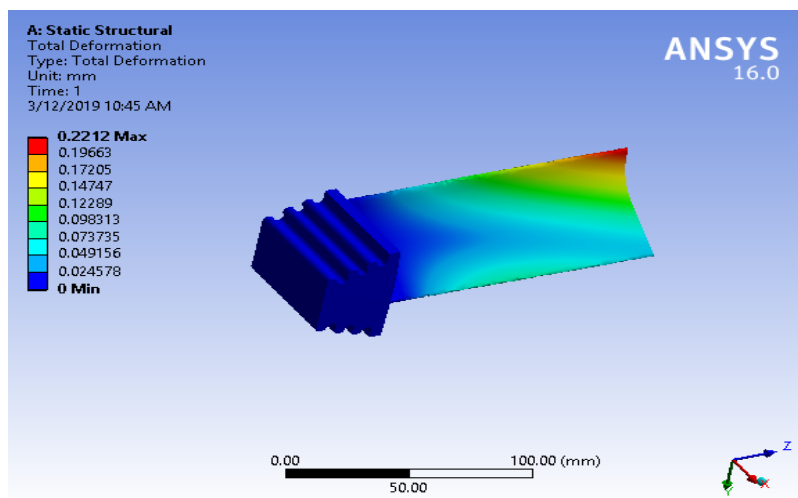


Рис. 4. Полная деформация лопатки (частота вращения 6000 об/мин)  
 Fig. 4. Total deformation of the blade with a rotation speed 6000 rpm

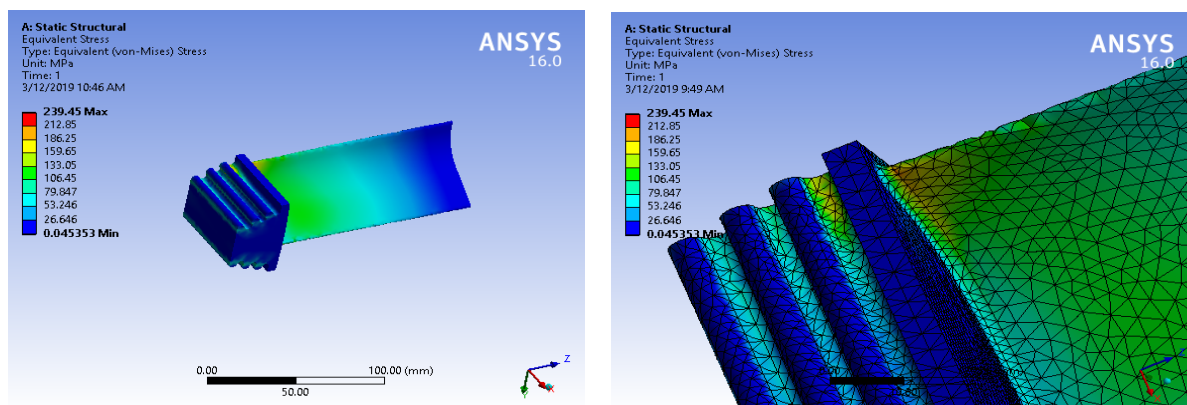


Рис. 5. Изменение напряжения лопатки (частота вращения 6000 об/мин)  
 Fig. 5. Stress of the blade with a rotation speed of 6000 rpm

Т а б л и ц а   3

#### Собственные частоты при разных частотах вращений лопатки

#### The natural frequencies at different frequencies of rotation of the blade

Частоты вращения	0 об/мин	500 об/мин	1500 об/мин	3000об/мин	6000 об/мин
Формы колебаний	Собственные частоты колебания, Гц				
1	481	482	483	488	511
2	1038	1039	1039	1042	1057
3	2078	2078	2080	2081	2089
4	2792	2793	2794	2800	2824
5	3350	3350	3352	3359	3389
6	5034	5036	5039	5048	5091

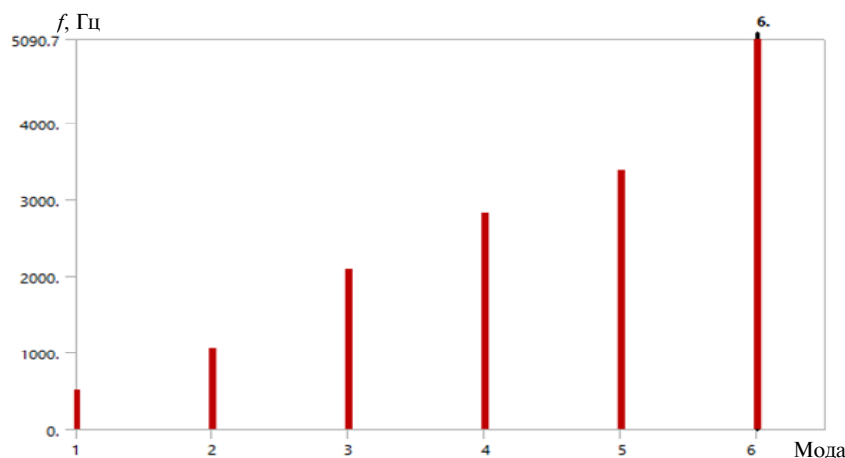


Рис. 6. Первые 6 собственных частот колебаний лопатки при скорости вращения 6000 об/мин

Fig. 6. Natural frequency from each modal analysis at 6000 rpm

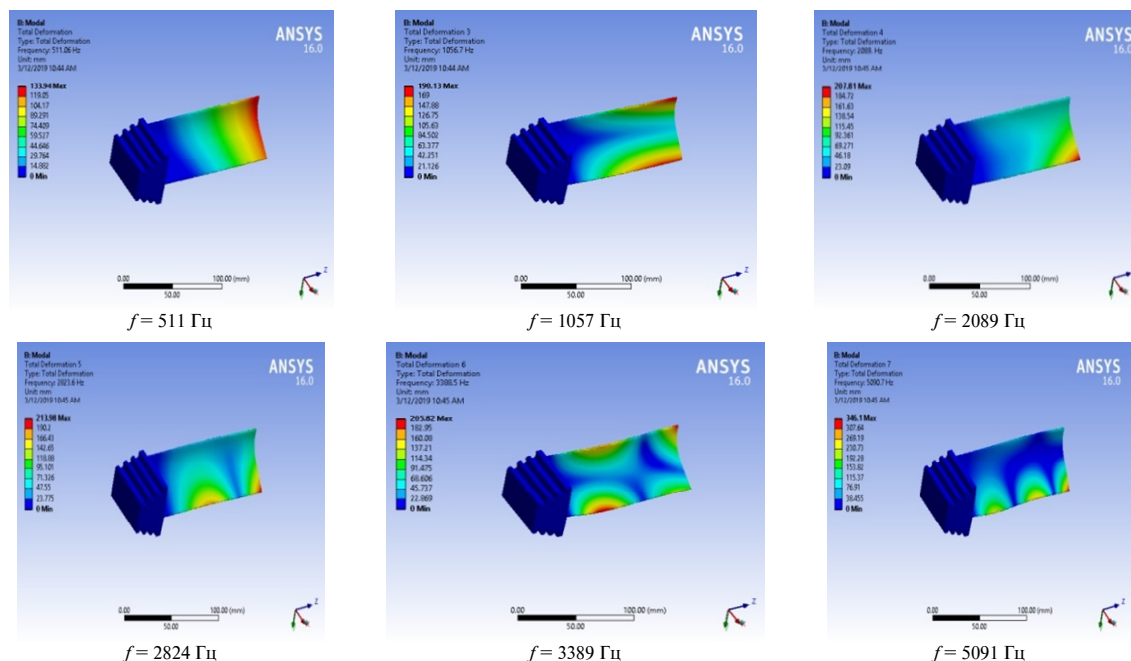


Рис. 7. Моделирование различных собственных частот лопатки турбины при частоте 6000 об/мин

Fig. 7. Simulation of different natural frequencies of the turbine blade at a frequency of 6000 rpm

При частоте вращения лопатки 6000 об/мин, частота возбуждающего напряжения 100 Гц, эта частота отстоит от первой собственной частоты более чем на 80 %  $f_1$  (511 Гц в табл. 2). Лопатка работает стабильно без резонанса.

С увеличением скорости вращения лопатки частота возбуждающего нагружения также возрастает. При скорости вращения 6000 об/мин  $f_1 = 511$  Гц,  $f_2 = 1057$  Гц,  $f_3 = 2089$  Гц, амплитуды динамических напряжений по 2-й и 3-й форме существуют, и это уже влияет на аэродинамические

характеристики лопатки и снижает эффективность работы лопатки и ее вибрационную надежность. Если лопатка работает долго на этих режимах, то вероятность появления усталостных трещин и последующего разрушения высока. Поэтому, при проектировании лопатки, когда известно, какие режимы и частоты вращения будут преобладающими в реальных условиях эксплуатации, собственные частоты первых 6 форм колебаний должны обязательно учитываться, чтобы избежать резонанса и продлить срок службы лопатки.

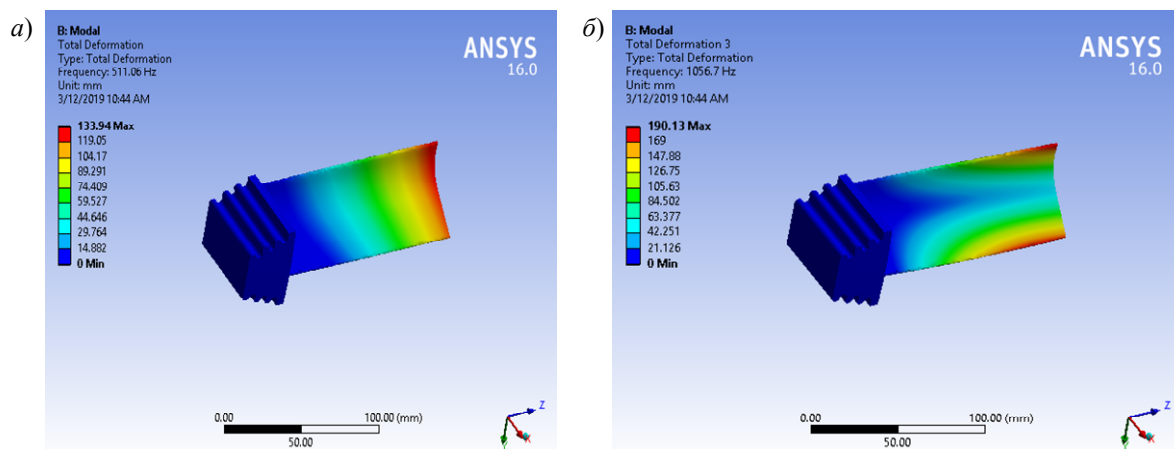


Рис. 8. Собственные частоты и формы колебания лопатки: а)  $f = 511$  Гц (изгибное колебание); б)  $f = 1057$  Гц (крутильное колебание)

Fig. 8. The natural frequency and shape of the blade: а)  $f = 511$  Гц (flexural oscillation); б)  $f = 1057$  Гц (torsional oscillation)

Из рис. 8 видно, что лопатка обладает как крутильными, так и изгибными формами колебаний. Обнаружено, что с ростом собственной частоты максимальная относительная деформация лопатки также возрастает. Форма колебаний зависит от значения собственных частот, в результате изгибное колебание наблюдается при частоте  $f = 511$  Гц, а крутильное колебание при частоте  $f = 1057$  Гц.

Рассчитанные 2 формы и частоты колебаний лопатки при нулевой частоте вращения представлены на рис. 2. Первая форма – первая изгибная форма колебаний лопатки, вторая форма – первая крутильная.

Таблица 4

Формы и частоты колебаний лопатки при нулевой частоте вращения

The shape and frequency of oscillation of the blade at zero speed

$n$	0
Частота $f$ первой формы колебаний, Гц	481
Частота $f$ второй формы колебаний, Гц	1038

Сравним результаты расчётов и полученные опытным путём значения собственных частот первой изгибной формы лопатки.

$$\Delta = \frac{|f_{\text{расч}} - f_{\text{опыт}}|}{f_{\text{расч}}} = \frac{|475 - 481|}{481} = 1,3\%.$$

Результаты расчетов сравнили с данными опытов, погрешность составила 1,3 %, что удовлетворяет допустимым пределам погрешности.

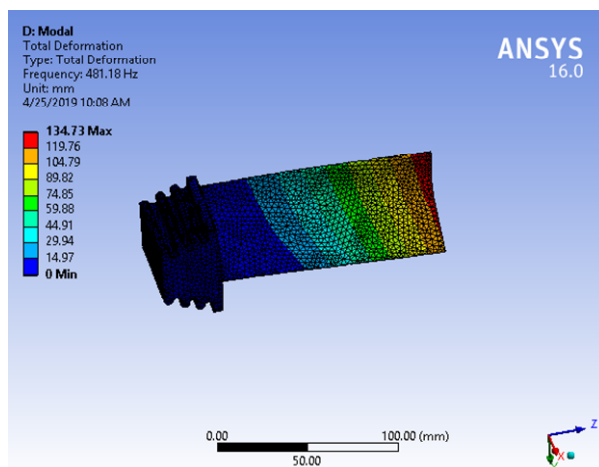
Сравним результаты расчётов и полученные опытным путём значения собственных частот при первой крутильной формы лопатки.

$$\Delta = \frac{|f_{\text{расч}} - f_{\text{опыт}}|}{f_{\text{расч}}} = \frac{|1063 - 1038|}{1038} = 2,4\%.$$

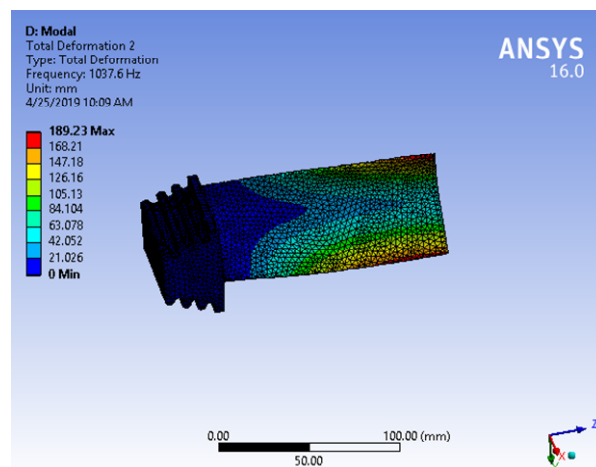
Результаты расчетов сравнили с данными опытов, погрешность составила 2,4 %, что удовлетворяет допустимым пределам погрешности.

### Гармонический анализ лопатки турбины

Любая устойчивая циклическая нагрузка будет вызывать устойчивый циклический отклик (гармонический отклик) в структурной системе [10]. Анализ гармонического отклика используется для прогнозирования устойчивого динамического поведения конструкции – таким образом проверяется, будет ли конструкция успешно сопротивляться резонансу, усталостному разрушению и другим вредным воздействиям вынужденной вибрации. Гармонический анализ требует данных о циклической нагрузке для анализа.



$$f = 481 \text{ Гц}$$



$$f = 1038 \text{ Гц}$$

ис. 9. Формы колебаний лопаток при  $n = 0$  об/мин  
Fig. 9. The shape of the oscillations of the blades at  $n = 0$  rpm

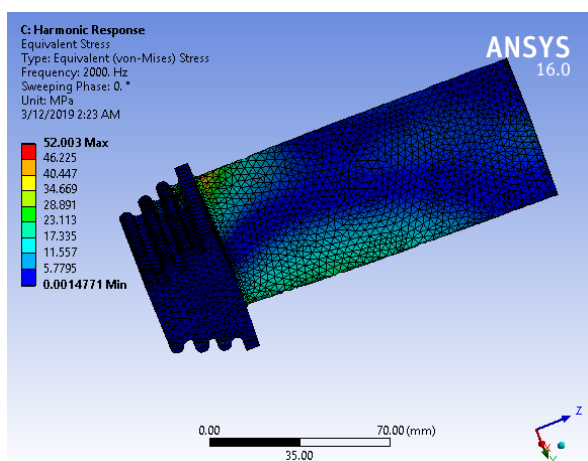


Рис. 10. Гармоническое напряжение лопатки под действием силы 200 Н

Fig. 10. Harmonic tension of the blade under the action of a force of 200N

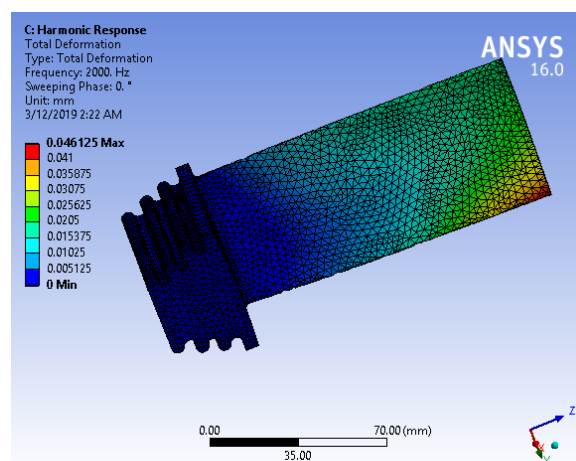


Рис. 11. Гармоническая деформация лопатки под действием силы 200Н

Fig. 11. Harmonic deformation of the blade under the action of a force of 200N

Сила, рассматриваемая в данном случае — собственный вес турбины. Поскольку турбина вращается в вертикальной плоскости, собственный вес накладывает синхронное возбуждение по поперечной вибрации. Как видно из рис. 10, 11, максимальная полная деформация при действии возбуждающей силы — 0,046 мм, максимальное значение напряжения 52 МПа, которое ниже чем допустимое напряжение (250 МПа) материала и удовлетворяет критериям вибрационной прочности.

Из рис. 10 можно видеть, что при увеличении частоты возбуждающей силы от 300 до 1000 Гц, амплитуда гармонического напряжения резко увеличивается вблизи собственных частот (см. табл. 3). Когда частота возбуждающей силы возрастает до 2700 Гц, амплитуда напряжения уменьшается, затем резко увеличивается с увеличением частоты от 2700 до 3300 Гц. В целом, значение частоты возбуждающей силы оказывает большое влияние на амплитуду гармонического напряжения.





Таблица 5

## Изменение гармонического напряжения в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

## The change in the harmonic stress from the frequency of the loading force 200 N

	Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)
1	300	7,04E-04	8	2400	1,08E-03	15	4500	9,22E-04
2	600	4,12E-03	9	2700	5,65E-06	16	4800	1,58E-03
3	900	7,35E-03	10	3000	3,84E-04	17	5100	4,64E-03
4	1200	6,36E-03	11	3300	6,11E-03	18	5400	6,58E-04
5	1500	2,96E-03	12	3600	1,65E-03	19	5700	2,99E-04
6	1800	3,38E-03	13	3900	9,66E-04	20	6000	1,74E-04
7	2100	2,42E-02	14	4200	8,31E-04			

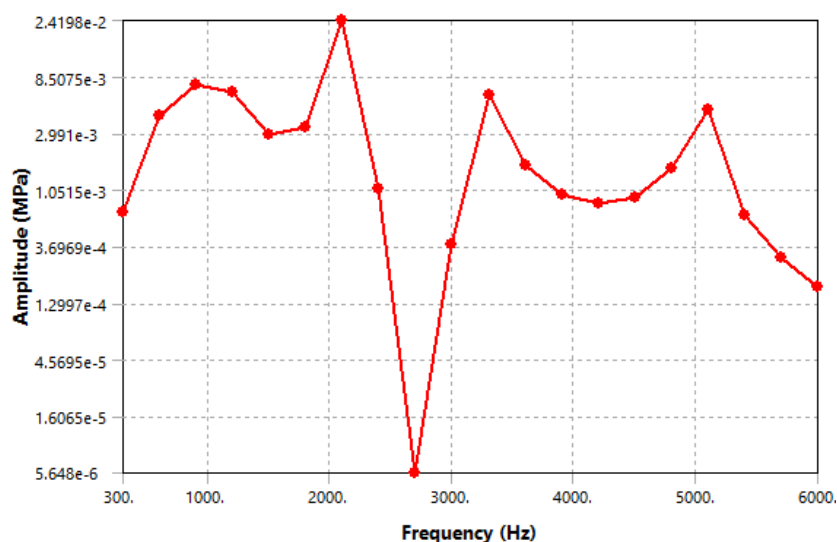


Рис. 10. График изменения гармонического напряжения в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

Fig. 10. The change in the harmonic stress from the frequency of the loading force 200 N

Таблица 6

## Изменение гармонической деформации в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

## Variation of the harmonic deformation from the frequency of the loading force 200 N

	Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)		Частота, Гц	Амплитуды, мм)
1	300	6,1E-04	8	2400	2,1E-05	15	4500	8,4E-06
2	600	5,2E-04	9	2700	2,0E-05	16	4800	2,1E-05
3	900	1,7E-04	10	3000	1,9E-07	17	5100	7,7E-05
4	1200	3,8E-04	11	3300	5,9E-05	18	5400	1,0E-05
5	1500	1,1E-04	12	3600	6,8E-06	19	5700	6,5E-06
6	1800	1,0E-04	13	3900	1,2E-06	20	6000	3,3E-06
7	2100	8,2E-04	14	4200	4,1E-06			

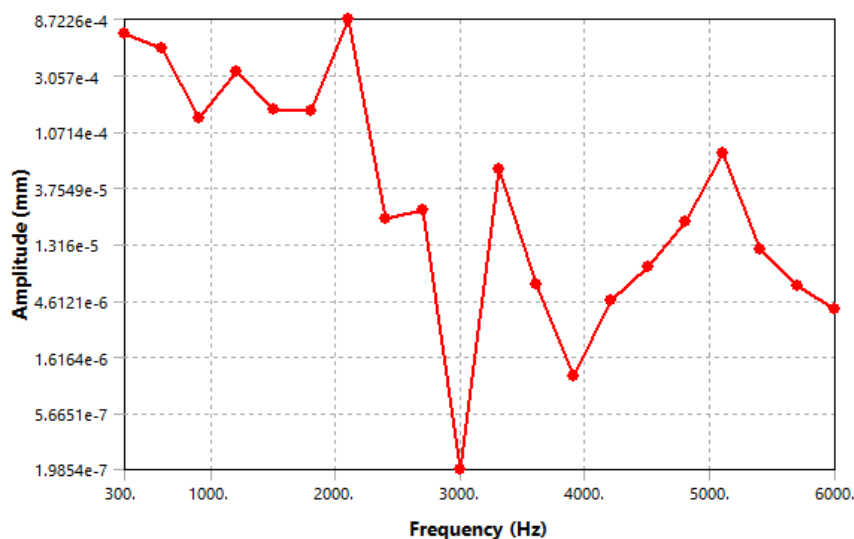


Рис. 12. Изменение гармонической деформации в зависимости от частоты возбуждающей силы 200 Н

Fig. 12. Variation of the harmonic deformation from the frequency of the loading force 200 N

Когда частота возбуждающей силы увеличивается от 300 Гц до 2100 Гц (см. рис. 12), амплитуда гармонической деформации резко увеличивается до  $8,72 \cdot 10^{-4}$  мм. Когда частота возбуждающей силы достигает 3000 Гц, амплитуда напряжения уменьшается  $1,99 \cdot 10^{-7}$  мм, затем резко увеличивается с увеличением частоты от 3000 до 3300 Гц.

Из рис. 11, 12 хорошо видно, что при приближении частоты возбуждающей силы к значениям собственных частот гармонические напряжения и деформация резко увеличиваются. Этот результат позволяет лишний раз удостовериться в том, что резонанс происходит вблизи собственных частот, 511, 1057 и 2089 Гц.

### Выводы

1) В этой работе опытным путём были получены собственные частоты колебаний турбинной лопатки. Также были рассчитаны собственные частоты первой изгибной и крутильной формы колебаний лопатки. Результаты расчетов сравнили с данными опытов, погрешности составили 1,3 и 2,4%, что

удовлетворяют допустимым пределам погрешности.

2) В результате проведенной работы показано, что под действием силы 200 Н максимальное напряжение в теле лопатки составляет 52 МПа, что значительно ниже предела выносливости (460 МПа). Таким образом, при данной нагрузке условие прочности конструкции лопатки выполняется.

3) Из структурного анализа определено, что напряжение, возникающее в лопатке турбины под действием статического нагружения, составляет 239,45 МПа.

4) Из проведенного модального и гармонического анализа определено, что первая собственная частота намного выше максимальной рабочей частоты (6000 об/мин), это означает, что лопатка турбины работает в безопасном диапазоне частот вращения с точки зрения виброндежности.

5) Рассмотрен случай свободных колебаний лопатки газовой турбины. Проведен численный анализ спектра частот, форм колебаний, получено распределение относительных напряжений и гармоник частот возмущающих сил.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Madhavan S., Rajeev Ja., Sujatha C., Sekhar A.S.** Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine // *Engineering Failure Analysis* 2014. No. 46. P. 26–39.
- [2] **Капралов В.М., Суханов А.И.** Определение собственных частот и форм колебаний лопаток турбомашин. Исследование распределения деформаций (механических напряжений) при собственных колебаниях. Методическое указание к лабораторной работе по курсу «Динамика и прочность турбомашин». СПб., 2014. Дата создания записи: 29.08.14. URL: <http://elibrary.spbstu.ru/d1/2/4651.pdf>
- [3] **Костюк А.Г.** Некоторые насущные проблемы проектирования и модернизации паровых турбин // *Теплоэнергетика*. 2015. № 4. С. 16–27.
- [4] **Сулима А.М., Евстигнеев М.И.** Качество поверхностного слоя и усталостная прочность деталей из жаропрочных и титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1974, 256 с.
- [5] **Poursaeidi E., Babaei A., Mohammadi Arhani M.R., Arablu M.** Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades // *Engineering Failure Analysis*. 2012. Vol. 25. P. 304–315.
- [6] **Богомолова Т.В.** Последние ступени паровых турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2017. 68 с.
- [7] **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин. 3-е изд. М.: Изд-во МЭИ, 2015. 476 с.
- [8] ISSN 0040-6015 at 2011, Erosion Wear of the Blades of Wet-Steam Turbine Stages: Present State of the Problem and Methods for Solving It Published by V.A. Ryzhenkov, A.I. Lebedeva, A.F. Mednikov.
- [9] ISSN 0040-6015, 2013, The T\_120/130\_12.8 and PT\_100/130\_12.8/1.0 Cogeneration Steam Turbines Produced by the Ural Turbine Works for Replacing Turbines of the T\_100 Family Published by G.D. Barinberg, A.E. Valamin, Yu.A. Sakhnin, AYU. Kultyshev.
- [10] **Junjie Zhou, Bo Liu.** Dynamic Characteristics Analysis of Blade of Fan Based on Ansys // *Power and Energy Engineering Conference*, 2010.
- [11] **Ziegler D., Puccinelli M., bergallo B., Picasso A.** Investigation of turbine blade failure in a thermal power plant // *Case studies in engineering failure analysis*. 2016. Vol. 1, no. 3. P. 192–199.
- [12] **Kirk R., Alsaeed A., Gunter E.** Stability analysis of a high-speed automotive turbocharger // *Tribol. Trans.* 2015. No. 50 (3). P. 427–434.
- [13] **Rohde H. Ezzat** «Analysis of dynamically loaded floating-ring bearings for automotive applications» // *J. Lubr. Technol. – Trans. ASME*. 2016. No. 102. P. 271–277.
- [14] **Schweizer B., Sievert M.** Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines» // *J. Sound Vib.* 2014. No. 321 (3–5), P. 955–975.
- [15] **Ying G., Meng G., Jing J.** Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation // *Arch. Appl. Mech.* 2015. No. 79 (4). P. 287–299.
- [16] ANSYS® Inc. Version 12.0, Theory Reference, (a) Structures, Modal Analysis, Harmonic.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**НГУЕН НГОК Тхуан** — кандидат технических наук Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: [nnthuan.sant@yahoo.com](mailto:nnthuan.sant@yahoo.com)

**КАПРАЛОВ Владимир Михайлович** — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: [kapralov.vladimir@gmail.com](mailto:kapralov.vladimir@gmail.com)

Дата поступления статьи редакцию: 26.03.2019

## REFERENCES

- [1] **S. Madhavan, Ja. Rajeev, C. Sujatha, A.S. Sekhar**, Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine, *Engineering Failure Analysis* 46:26–39. November 2014.
- [2] **V.M. Kapralov, A.I. Sukhanov**, Opredeleniye sobstvennykh chastot i form kolebaniy lopatok turbomashin. Issledovaniye raspredeleniya deformatsiy (mekhanicheskikh napryazheniy) pri sobstvennykh

kolebaniyakh. Metodicheskoye ukazaniye k laboratornoy rabote po kursu «Dinamika i prochnost turbomashin». SPb., 2014. Data sozdaniya zapisi: 29.08.14. URL: <http://yelib.spbstu.ru/d1/2/4651.pdf>

[3] **A.G. Kostyuk**, Nekotoryye nasushchnyye problemy proyektirovaniya i modernizatsii parovykh turbin, *Teploenergetika*, 4 (2015) 16–27.

[4] **A.M. Sulima, M.I. Yevstigneyev**, Kachestvo poverkhnostnogo sloya i ustalostnaya prochnost detaley iz zharoprochnykh i titanovykh splavov. M.: Mashinostroyeniye, 1974.

[5] **E. Poursaeidi, A. Babaei, M.R. Mohammadi Arhani, M. Arablu**, Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades, *Engineering Failure Analysis*, 25 (2012) 304–315.

[6] **T.V. Bogomolova**, Posledniye stupeni parovykh turbin. M.: Izd-vo MEI, 2017.

[7] **A.G. Kostyuk**, Dinamika i prochnost turbomashin. 3-ye izd. M.: Izd-vo MEI, 2015.

[8] ISSN 0040-6015 at 2011, Erosion Wear of the Blades of Wet\_Steam Turbine Stages: Present State of the Problem and Methods for Solving It Published by V. A. Ryzhenkov, A. I. Lebedeva, and A. F. Mednikov

[9] ISSN 0040-6015, 2013, The T\_120/130\_12.8 and PT\_100/130\_12.8/1.0 Cogeneration Steam

Turbines Produced by the Ural Turbine Works for Replacing Turbines of the T\_100 Family Published by G.D. Barinberg, A.E. Valamin, Yu.A. Sakhnin, A.Yu. Kultyshev.

[10] **Junjie Zhou, Bo Liu**, Dynamic Characteristics Analysis of Blade of Fan Based on Ansys», *Power and Energy Engineering Conference*, 2010.

[11] **D. Ziegler, M. Puccinelli, B. bergallo, A. Picasso**, Investigation of turbine blade failure in a thermal power plant, *Case studies in engineering failure analysis*, 1 (3) (2016) 192–199.

[12] **R. Kirk, A. Alsaeed, E. Gunter**, Stability analysis of a high-speed automotive turbocharger. *Tribol. Trans.*, 50 (3) (2015) 427–434.

[13] **H. Rohde, Ezzat** «Analysis of dynamically loaded floating-ring bearings for automotive applications», *J. Lubr. Technol. Trans. ASME*, 102 (2016) 271–277.

[14] **B. Schweizer, M. Sievert**, Nonlinear oscillations of automotive turbocharger turbines, *J. Sound Vib.*, 321 (3–5) (2014) 955–975.

[15] **G. Ying, G. Meng, J. Jing**, «Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation» published in *Arch. Appl. Mech.*, 79 (4) (2015) 287–299.

[16] ANSYS® Inc. Version 12.0, Theory Reference, (a) Structures, Modal Analysis, Harmonic.

## THE AUTHORS

**NGUYEN NGOC Thuan** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*  
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.  
E-mail: [nnthuan.sant@yahoo.com](mailto:nnthuan.sant@yahoo.com)

**KAPRALOV Vladimir M.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*  
E-mail: [kapralov.vladimir@gmail.com](mailto:kapralov.vladimir@gmail.com)

Received: 26.03.2019

DOI: 10.18721/JEST.25213  
УДК 678.8

*В.С. Ягубов, А.В. Щегольков*

Тамбовский государственный технический университет, г. Тамбов, Россия

## **ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТЬ И МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПОЗИТОВ НА ОСНОВЕ ХЛОРОПРЕНОВОГО КАУЧУКА, МОДИФИЦИРОВАННОГО УГЛЕРОДНЫМИ НАНОМАТЕРИАЛАМИ**

В статье представлены результаты исследований электропроводности и механических характеристик клеевых слоев, образованных композитами на основе хлоропренового каучука, содержащими различные концентрации углеродных наноматериалов (УНМ). Представленная методика изготовления клеевых композитов на основе хлоропренового каучука, способствует значительному уменьшению крупных агрегатов УНМ. Установлено, что все наномодифицированные клеевые композиты имеют высокую адгезию к поверхности стеклянной пластины, кроме композитов содержащих 9 масс.% электропроводящих наполнителей. Проведенные исследования показали, что наиболее прочное клеевое соединение получено с помощью клеевого композита, модифицированного 3 масс. % УНМ «Таунит-М», в то время как самое низкое удельное объемное сопротивление  $1,43 \text{ } \Omega \cdot \text{см}$  имеет клеевой композит, содержащий 6 масс.% сажи «PrinTex XE2B».

*Ключевые слова:* хлоропреновый каучук, углеродные наноматериалы, этилацетат, композит, электропроводность, адгезия, прочность

*Ссылка при цитировании:*

В.С. Ягубов, А.В. Щегольков. Электропроводность и механические характеристики композитов на основе хлоропренового каучука, модифицированного углеродными наноматериалами // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 161–170. DOI: 10.18721/JEST.25213.

*V.S. Yagubov, A.V. Shchegolkov*

Tambov state technical university, Tambov, Russia

## **ELECTRICAL CONDUCTIVITY AND MECHANICAL CHARACTERISTICS OF COMPOSITES BASED ON CHLOROPRENE RUBBER MODIFIED WITH CARBON NANOMATERIALS**

The article presents the results of studies of electrical conductivity and mechanical characteristics of adhesive layers formed by chloroprene rubber-based composites containing various concentrations of carbon nanomaterials (CNM). The presented method of manufacturing adhesive composites based on chloroprene rubber contributes to significant reduction in large aggregates of CNM. It was established that all nano-modified adhesive composites have high adhesion to the surface of the glass plate, except for the composites containing 9 wt.% of electrically conductive fillers. Studies have shown that the most durable adhesive compound was obtained using the adhesive composite, modified with 3 wt.% of CNM Taunit-M,

while the adhesive composite containing 6 wt.% of carbon black PrinTex XE2B has the lowest specific volume resistance of  $1.43 \Omega \cdot \text{cm}$ .

**Keywords:** chloroprene rubber, carbon nano-compounds, ethyl acetate, composite, electrical conductivity, adhesion, strength

**Citation:**

V.S. Yagubov, A.V. Shchegolkov, Electrical conductivity and mechanical characteristics of composites based on chloroprene rubber modified with carbon nanomaterials, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 161–170, DOI: 10.18721/JEST.25213.

**Введение.** Развитие науки о материалах базируется на новых междисциплинарных подходах. Особую важность представляют исследования, которые объединяют знания о полимерах и нанотехнологиях. Достижения в области разработки новых наноматериалов позволяют создавать наноструктуры, адаптированные под различные типы полимеров. В связи с этим применение подходов связанных с нанотехнологиями обеспечивает получение принципиально новых, как конструкционных, так и функциональных материалов. Получение и применение композитов на основе полимеров позволяет решить широкий круг прикладных задач и в этом отношении особое значение отводится, таким полимерам, как: полистирол [1], полиэтилентерефталат [2], этиленвинилацетат [3], каучуки [4, 5], силиконовые [6] и полиуретановые [7] компаунды и др.

Изменение функциональных свойств композитов происходит в результате их модификации различными видами наполнителей. В качестве наполнителей используют различные порошки металлов. Например, в [8] исследуют электропроводящие композиты на основе поливинилиденфторида, модифицированного медным (Cu) и оловянным (Sn) наполнителями.

Изготовление композита часто сопровождается проблемой связанной с агрегацией наполнителя. Некоторые исследователи моделируют процессы, связанные с данной проблемой [9]. В статье [10] представлены магнитные и электропроводящие композиты на основе эпоксидной смолы и оксида графена с

магнитным карбонильным железом. В результате исследований установлено, что модификация композитов графеновыми нанопластинами позволила предотвратить агрегацию частиц карбонильного железа.

Широкой сферой применения обладают композиты модифицированные углеродными наноструктурами. Наномодификация может быть произведена углеродными нанотрубками (УНТ) [11], фуллеренами [12], графеном [13] и др. Одним из важных направлений модификации композитов является разработка электропроводящих клеевых составов, широко используемых в радиотехнике и др. отраслях промышленности. Зачастую, для модификации, в качестве основ клеевых составов используют различные эпоксидные смолы. Это обусловлено ее повышенной прочностью после полимеризации. В работе [14] ученые провели исследования по влиянию функционализированных многостенных УНТ на электропроводность и механические характеристики эпоксидных композитов. В качестве электропроводящего модификатора использовали нативные и функционализированные УНТ «Таунит-М» (ФУНТ), а в качестве основы эпоксидную смолу ЭД-20 с отвердителем триэтилентетрамином. Согласно экспериментальным данным работы большую электропроводность равную  $2 \times 10^{-3} \text{ См} \times \text{см}^{-1}$  обеспечивал композит, содержащий 1 масс.% ФУНТ.

В работе [15] проводили литературный обзор по исследованиям физико-механических характеристик полимеров модифицированных УНТ. В данной работе представлен широкий





спектр углеродных наноразмерных модификаторов и используемых в качестве основ полимерных матриц. Однако, клеи на основе эпоксидной смолы не позволяют получить эластичный клеевой слой. Следовательно, использование такого типа клеев в различных областях промышленности не возможно.

Использование в качестве основы клеевых композитов каучуков позволяет решить проблему, связанную с получением эластичного клеевого слоя между склеиваемыми поверхностями. Для изготовления композитов используют различные каучуки. В работе [16] использовали бутилкаучук марки БК-2055 и бутadiен-метилстирольный каучук, модифицированные техническим углеродом. В работе [17] исследовали композиты, изготовленные из натурального каучука модифицированного полианилином и додецилбензолсульфоновой кислотой. Порог перколяции по электропроводности, для данных композитов, замечен при концентрации модификатора, находящегося в диапазоне от 3 до 6 масс.%. В работе [18] исследовали прочностные характеристики клеевых соединений металла с резиной, изготовленных с использованием композиции на основе хлоропренового каучука. Помимо основы композиция содержала в своем составе сшивающий агент оксид цинка, оксид магния, необходимый для образования связей с выделяющимся хлором (акцептор), фенолформальдегидную смолу «101-К» и толуол в качестве растворителя всех компонент. В работе [18] провели исследования по изменению прочностных характеристик клеевых соединений в зависимости от концентрации фенолформальдегидной смолы марки «101-К».

Разнообразие подходов связанных с получением клеевых композитов не в полной мере раскрывает возможность применения электропроводящих добавок, которые с одной стороны позволяют повысить адгезию, а с другой стороны, улучшая электропроводность, позво-

ляют сохранить механические параметры на требуемом уровне.

Целью данной работы является проведение исследований влияния УНМ на электропроводность и механическую прочность клеевого шва.

Задачами данной работы являются:

1. Модификация клеевой композиции на основе хлоропренового каучука УНМ.
2. Исследование прочностных характеристик клеевых швов на разных склеиваемых материалах, выполненных с помощью наномодифицированных клеевых композитов с различным содержанием УНМ.
3. Исследование адгезии и удельных электрических сопротивлений клеевых слоев.

**Материалы.** Основой клеевых композитов являлся хлоропреновый каучук «Ваурген 611» от ООО «ВитаХим» (Казань, Россия). В качестве добавки для увеличения пленкообразования клеевого композита использовали бутилфенолформальдегидную смолу 101К купленную в ООО «КурскХимПром» (Россия). Вулканизирующими реагентами выступали оксид цинка и оксид магния, изготовленные ООО «Биохим-ТЛ» (Москва, Россия).

Этилацетат (ООО «Нижегородхим» (Дзержинск, Россия)) и ацетон (ООО «ВЕРШИНА» (Всеволожск, Россия)) использовались, как растворитель в соотношении 1/2.

Для придания электропроводящих свойств композитам использовали УНМ «Таунит-М», сажу «PrinTex XE2B» (Orion Engineered Carbons, Ханау-ам-Майн, Германия) и смесь «Таунит-М»+ «PrinTex XE2B». УНМ «Таунит-М» (ООО «НаноТехЦентр», Тамбов, Россия) представляет собой УНТ с внешним диаметром 10–30 нм, внутренним диаметром 5–15 нм и длиной 2 мкм [19].

#### Методика изготовления

Электропроводящие наномодифицированные клеевые композиты на основе хлоропренового каучука изготавливали в количестве 2 г., чего было достаточно для проведения

полного цикла исследований. На первом этапе с помощью универсальной мельницы «WF-20B» (Китай) проводили помол хлоропренового каучука при частоте вращения тел помола 25000 об/мин. Это было необходимо для предварительной пластификации каучука и ускорения его растворения. На втором этапе в пробирку объемом 20 мл. добавляли компоненты в следующем соотношении: хлоропреновый каучук (помол)- 100 масс.ч., бутилфенолформальдегидная смола 101K – 13 масс.ч, оксид цинка- 5 масс.ч., оксид магния- 8 масс.ч.. В полученную смесь заливали 70 масс.ч. смеси ацетона с этилацетатом в соотношении 1/2, закрывали пробирку резиновой пробкой и оставляли смесь на 12 ч. На третьем этапе растворенную смесь перемешивали по разработанной методике, которая заключалась в смешении всех составных частей клеевого композита в узком зазоре с помощью фторопластового гомогенизатора при частоте его вращения 1000 об/мин. (Рис.1) Зазор между фторопластовым гомогенизатором и внутренней стенкой пробирки составлял 1 мм.

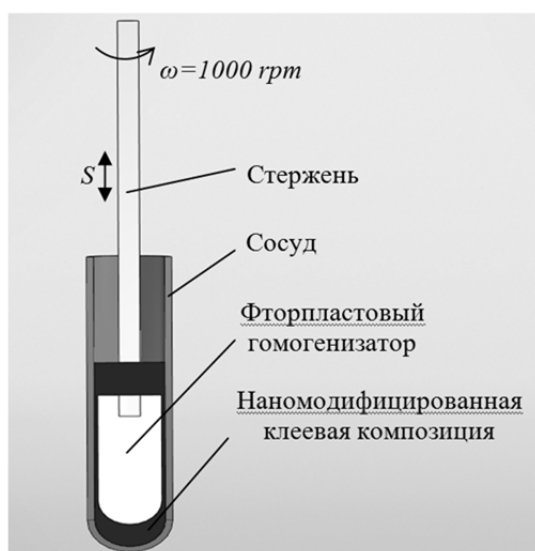


Рис. 1. Перемешивание клеевой композиции с помощью фторопластового гомогенизатора  
Fig. 1. Mixing the adhesive composition using a fluoroplastic homogenizer

На четвертом этапе была приготовлена суспензия из УНМ и смеси растворителей. Для этого в емкость объемом 100 мл вливали 10 мл смеси этилацетата с ацетоном и добавляли навеску УНМ. Суспензию механически перемешивали, с помощью стеклянной палочки вручную, в течение 2 мин. После ручного перемешивания суспензию подвергали обработке в ультразвуковой (УЗ) ванне «VBS-20» (Москва, Россия), при мощности УЗ излучателя 480 Вт в течение 15 мин. Обработанную УЗ суспензию, вливали в пробирку с клеевым композитом, изготовленным ранее, и перемешивали по методике, использованной на третьей стадии. В результате получили наномодифицированные клеевые композиты, содержащие 1,3,6 и 9 масс.% «Таунит-М» или «PrinTex XE2B» или смеси «Таунит-М» с «PrinTex XE2B» в соотношении 1/1.

Таким образом, в четыре этапа был получен клеевой композит, который содержит равномерно распределённые электропроводящие частицы с различной концентрацией.

### Методы исследования

С целью исследования электропроводящих свойств, композиты наносили на фторопластовые подложки и оставляли в вытяжном шкафу при температуре 25 °С до полного удаления растворителя. Таким образом, получили образцы прямоугольной формы с размерами 40×40 мм (рис. 2).

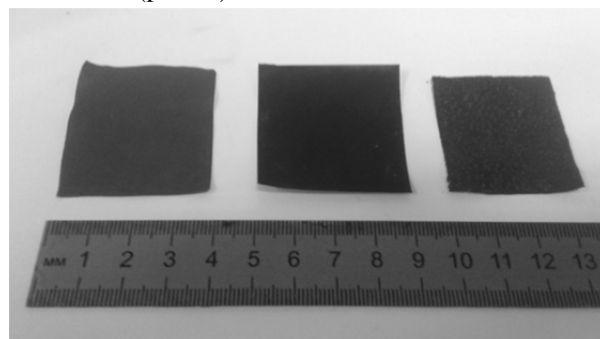


Рис. 2. Образцы наномодифицированного клеевого композита на основе хлоропренового каучука  
Fig. 2. Samples of nanomodified adhesive composite based on chloroprene rubber

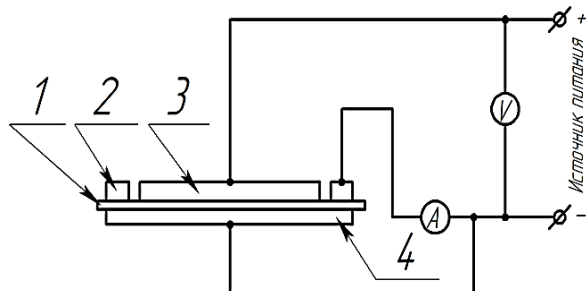


Рис. 3. Схема измерения удельных объемного и поверхностного электрических сопротивлений: 1 – исследуемый образец; 2 – охранный электрод; 3, 4 – измерительные электроды

Fig. 3. The scheme of measurement of specific volume and surface electrical resistance: 1 – test sample; 2 – guard electrode; 3, 4 – measuring electrodes

Измерение и расчет удельных поверхностного и объемного сопротивлений наномодифицированных композитов производили в соответствии со стандартом ASTM D 257. ASTM D 257 предполагает проведение исследований электрофизических параметров образцов с применением измерительной ячейки (рис.3). Измерительную ячейку подключали к тераомметру Е6-13А.

Размеры частиц электропроводящей фазы, в составе наномодифицированных клеевых композитов, оценивали с помощью фотографий полученных с помощью бинокулярного микроскопа «Микромед-1».

Адгезию наномодифицированных электропроводящих композитов исследовали с помощью метода решетчатых надрезов по ГОСТ 31149-2014 (ISO 2409:2013). Для этого на стеклянную поверхность (предметное стекло) наносили наномодифицированный композит и отвердевали в течение 24 часов. Прodelывали 6 надрезов лезвием («VIRA SK5», Москва, Россия) по вертикали и 6 надрезов по горизонтали, расстояние между надрезами 2 мм. После чего на полученную решетку наклеивали липкую ленту «3M Scotch Classic Hot Melt» («Компания 3M», Санкт-Петербург, Россия), изготовлен-

ную по ГОСТ 20477-86, на которую сверху устанавливали груз массой 3 кг и оставляли на 12 часов. Полученный рисунок из остатков квадратов клеевой композиции в решетке сравнивали с таблицей, приведенной в стандарте.

Исследования прочностных характеристик клеевых соединений, модифицированных различными концентрациями электропроводящих модификаторов определяли по ГОСТ 14759-69 «Клеи. Метод определения прочности при сдвиге».

Исследование прочности клеевого соединения осуществляли для стеклотекстолита и металла (Сталь Ст3), поверхность которых, перед склейкой, обезжиривали с помощью ацетона и кондиционировали. Размеры склеиваемых пластин представлены на рис. 4.

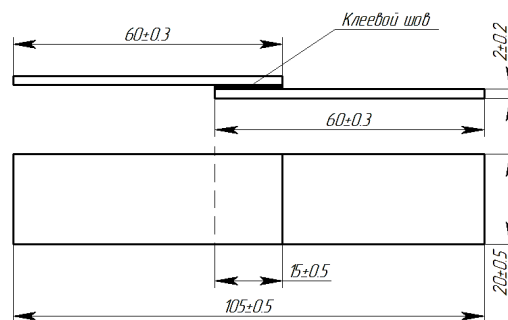


Рис. 4. Чертеж сборки для испытания клеевых соединений на сдвиг

Fig. 4. Assembly drawing for testing adhesive joints for shear

Для склейки на одну из поверхностей пластин наносили наномодифицированный клеевой композит так, чтобы клеевой слой занимал  $\frac{1}{4}$  длины каждой пластины, и оставляли при температуре 25 °С на 15 мин в вытяжном шкафу при относительной влажности 50 %. Далее склеиваемые пластины прижимали друг к другу с помощью прессы при давлении 5 кН на 2 мин. После этого склеенные образцы выдерживали в течение 24 ч при температуре 25 °С.

Испытания проводили на разрывной машине «Testometric M350-5AT» по схеме, представленной на рис. 5.

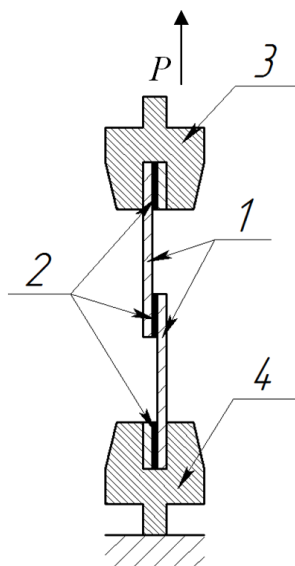


Рис. 5. Схема испытания прочности клеевого слоя при действии сдвиговой разрушающей силы:  
1 – склеиваемые пластины; 2 – клеевой слой;  
3, 4 – зажимные устройства

Fig. 5. Scheme of testing the strength of the adhesive layer under the action of shear destructive force:  
1 – adhesive plates; 2 – adhesive layer;  
3, 4 – clamping devices

### Результаты и их обсуждения

На рис. 6 представлены микрофотографии наномодифицированного клеевого композита.

На рис. 6, *a, b, c* представлены микрофотографии композитов после предварительного смешивания, содержащих 3 масс.% «Таунит-М», 3 масс.% «PrinTex XE2B» и 3 масс.% смеси «Таунит-М» + «PrinTex XE2B» соответственно.

Из визуального анализа (рис. 6) следует, что УНМ в составе клеевых композитов образует агрегаты с размерами более 6 мкм. После перемешивания клеевых композитов с использованием фторопластового гомогенизатора крупные агрегаты УНМ разбивались на мелкие, имеющие размеры менее 1 мкм, что следует из рис. 6, *c, d, e*. Такое распределение УНМ в матрице клеевого композита способствует образованию более равномерных электропроводящих сетей.

Рис. 7 содержит данные об удельном поверхностном сопротивлении композитов, на основе хлоропренового каучука (ХК) модифицированного УНМ.

Из анализа данных представленных на рис. 7 следует, что при увеличении концентрации модификатора в клеевом композите происходит снижение удельного поверхностного электрического сопротивления. В клеевых композитах с концентрацией 6 и 9 масс.% смеси УНМ «Таунит-М»+«PrinTex XE2B» (1/1) наблюдается незначительное увеличение электропроводности, что может быть связано с особенностями распределения этих материалов в полимерной матрице клеевого композита за счет отличий в значениях удельной площади поверхности и морфологическими особенностями. Однако, для концентрации 3 масс.% в композите модификаторы УНМ «Таунит-М» и «PrinTex XE2B» дают лучший результат при раздельном их использовании.

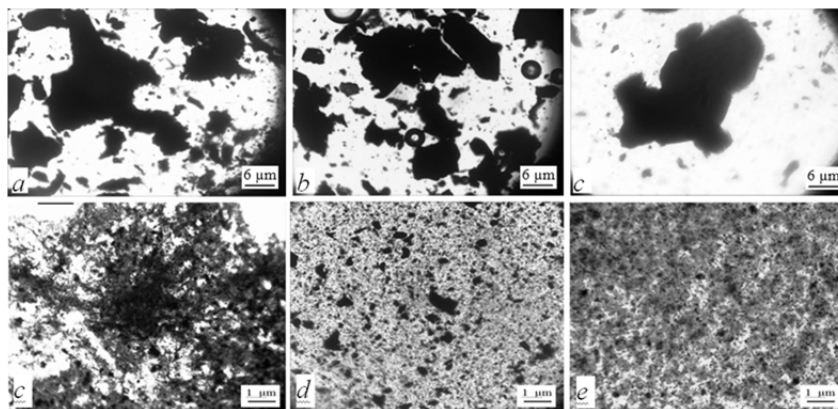


Рис. 6. Микрофотографии композитов модифицированных УНМ до и после гомогенизации  
Fig. 6. Micrographs of composites of modified CNM before and after homogenization

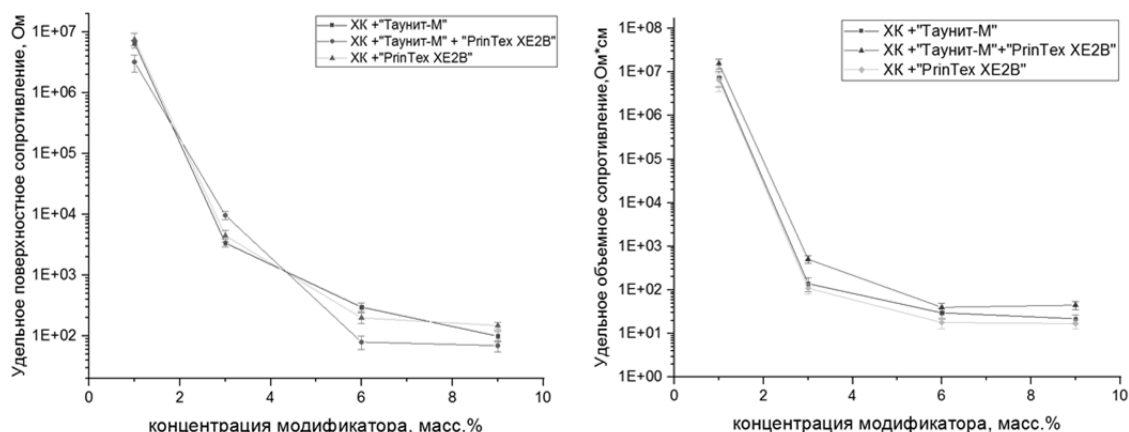


Рис. 7. Удельное поверхностное и объемное электрическое сопротивление наномодифицированных композитов

Fig. 7. Specific surface electrical resistance of nano-modified composites

Совершенно иную ситуацию демонстрируют результаты исследований по измерению удельного объемного сопротивления наномодифицированных клеевых композитов (Рис.6). Для всех концентраций наполнения композитов лучшую электропроводность демонстрируют клеи модифицированные «PrinTex XE2B». В этом случае, каких либо улучшений по электропроводности от использования двух разнородных модификаторов не выявлено.

Адгезия клеевых наномодифицированных композитов к стеклу не зависит от концентрации электропроводящих добавок в диапазоне от 1 до 6 масс.% и составляет 0 баллов, что является самой высокой оценкой адгезии при использовании метода решетчатых надрезов. Однако, при увеличении концентрации в композите до 9 масс.% наблюдалась потеря адгезии к стеклянной поверхности и для данного случая оценка адгезии составляла 5 баллов. В связи с этим прочность клеевых швов изготовленных с помощью композитов с 9 масс.% электропроводящих модификаторов не исследовали.

Модификация клеевых композитов с помощью УНМ и «PrinTex XE2B» приводила к упрочнению при склеивании металлических пластин (табл. 1) и пластин из стеклотекстолита (табл. 2)

Исходя из анализа данных, представленных в табл. 1 и 2, следует, что самым прочным клеевым соединением, как на металлической, так и на стеклотекстолитовой поверхности яв-

ляется соединение, полученное при использовании электропроводящего композита, модифицированного 3 масс.% УНМ «Таунит-М».

Таблица 1

**Прочность клеевых соединений металлических пластин при сдвиге**

**The strength of adhesive joints of metal plates under shear**

Концентрация модификатора, масс. %	Прочность клеевого соединения, МПа		
	«Таунит-М»	«Таунит-М» + PrinTex XE2B (1/1)	«PrinTex XE2B»
0	0,53 $\pm$ 5%		
1	0,78 $\pm$ 5%	0,99 $\pm$ 5%	0,78 $\pm$ 5%
3	1,47 $\pm$ 5%	0,72 $\pm$ 5%	1,33 $\pm$ 5%
6	0,56 $\pm$ 5%	0,83 $\pm$ 5%	1,12 $\pm$ 5%

Таблица 2

**Прочность клеевых соединений пластин из стеклотекстолита при сдвиге**

**The strength of adhesive joints of fiberglass plates under shear**

Концентрация модификатора, масс. %	Прочность клеевого соединения, МПа		
	«Таунит-М»	«Таунит-М» + PrinTex XE2B (1/1)	«PrinTex XE2B»
0	0,66 $\pm$ 5%		
1	0,91 $\pm$ 5%	0,78 $\pm$ 5%	0,7 $\pm$ 5%
3	2,15 $\pm$ 5%	1,82 $\pm$ 5%	1,44 $\pm$ 5%
6	0,9 $\pm$ 5%	0,81 $\pm$ 5%	1,33 $\pm$ 5%



### Заключение

С целью исследования электрических свойств и механической прочности клеевых композитов на основе хлоропренового каучука, модифицированного углеродными наноструктурами, и композитами на их основе, были изготовлены образцы, содержащие 1, 3, 6 и 9 масс.% «Таунит-М» или «PrinTex HE2B» или смеси «Таунит-М» с «PrinTex HE2B» в соотношении 1/1. Разработан методика модифицирования клеевых композитов на основе хлоропренового каучука УНМ, которая заключалась в смешивании нескольких компонент композита в узком зазоре (1 мм) с помощью фторопластового гомогенизатора.

Установлено, что применение фторопластового гомогенизатора для диспергирования УНМ в объеме клеевой композиции позволяет уменьшить размеры агрегатов частиц УНМ, что приводит к наилучшему распределению УНМ в клеевом композите.

Проведенные исследования показали, что самое низкое удельное электрическое сопротивление –  $1,43 \Omega \times \text{см}$  имеет клеевой композит, содержащий 6 масс.% «PrinTex HE2B».

Из анализа экспериментальных данных следует, что клеевое соединение на основе намодифицированного хлоропренового каучука с 3 масс. % УНМ «Таунит-М» с удельным объемом сопротивлением  $140 \Omega \times \text{см}$  обладает наибольшей прочностью, которая составляет 2,15 МПа.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Серенко О.А., Луцейкин Г.А., Гетманова Е.В., Гриценко О.Т., Музафаров А.М. Электрические свойства композитов на основе полистирола и гибридных наноразмерных частиц диоксида кремния // Журнал технической физики. 2011. Т. 81, вып. 9. С. 63–66.
- [2] Ваганов В.Е., Ломакин С.М., Нефедова Е.В., Орлов В.Ю., Решетняк В.В. Исследование влияния углеродных нанотрубок на горючесть композитов на основе полиэтилентерефталата // Научно-технический журнал Ивановского государственного химико-технологического университета. Известия высших учебных заведений: «Химия и химическая технология». 2013. Т. 56, № 7. С. 94–98
- [3] Хлесткин В.К., Козлова Д.К., Карабанов П.С. Влияние керамического наномодификатора на свойства обувных композиций на основе ЭВА // Инновационные технологии в науке и образовании: матер. IX Междунар. науч.-практ. конф. (г. Чебоксары, 15 янв. 2017 г.). В 2 т. Т. 1 / ред. кол. О.Н. Широков [и др.]. Чебоксары: ЦНС «Интерактив плюс», 2017. С. 15–17.
- [4] Кабальян Ю.К., Григорян С.Л., Малхасян Р.Т. Наноаморфная добавка как модификатор качества адгезивов хлоропреновых каучуков // Химический журнал Армении. 2012. Т. 65, № 2. С. 239–245.
- [5] Aliyeva S., Alosmanov R.M., Buniyad-Zadeh I.A., Eyvazova G. Гибридный композит на основе поверхностно-модифицированного графита и бутадиенового каучука. // Физико-химический анализ в образовании, науке и технике : матер. V Междунар. Бергмановской конф., 2017. С. 94–96.
- [6] Шашкеев К.А., Нагорная В.С., Волков И.А., Кондрашов С.В., Дьячкова Т.П., Кондаков А.И., Борисов К.М., Юрков Г.Ю. Супергидрофобные электропроводящие покрытия на основе силиконовой матрицы и углеродных нанотрубок // Журнал прикладной химии. 2017. Т. 90. Вып. 7. С. 896–906.
- [7] Verma M., Chauhan S.S., Dhawan S.K., Choudhary V. Graphene nanoplatelets/carbon nanotubes/polyurethane composites as efficient shield against electromagnetic polluting radiations // Composites. Part B 120. 2017. P. 118–127.
- [8] Yang Q., Beers M.H., Mehta V., Gao T., Parkinson D. Effect of thermal annealing on the electrical conductivity of copper–tin polymer composites // ACS Appl. Mater. Interfaces. 2017. No. 9. P. 958–964. DOI: 10.1021/acsami.6b13956
- [9] Минакова Н.Н., Шаталов М.Ю. Моделирование топологии макроструктуры полимеров при агломерированном наполнителе // Известия Алтайского государственного университета. 2014. №. 1–2.
- [10] Chen Y. [et al.]. Magnetic and electrically conductive epoxy/graphene/carbonyl iron nanocomposites for efficient electromagnetic interference shielding





// Composites Science and Technology. 2015. Т. 118. С. 178–185.

[11] **Парфимович И.Д., Гринченко М.В., Комаров Ф.Ф., Мильчанин О.В., Григорчук Е.С., Ткачев А.Г.** Электрофизические и оптические свойства эпоксидного полимера с добавками многостенных углеродных нанотрубок // Прикладные проблемы оптики, информатики, радиофизики и физики конденсированного состояния : матер. четвертой Международ. науч.-практ. конф., 2017. С. 114–116.

[12] **Hernández-Moreno G. [et al.]**. Electrochemical Synthesis of Films Based on Polybithiophene and Fullerene Derivatives with Potential Use in Bulk Heterojunction Photovoltaic Devices // ECS Transactions. 2017. Т. 76, №. 1. С. 37–51.

[13] **Kim S.Y., Noh Y.J., Yu J.** Thermal conductivity of graphene nanoplatelets filled composites fabricated by solvent-free processing for the excellent filler dispersion and a theoretical approach for the composites containing the geometrized fillers // Composites Part A: Applied Science and Manufacturing. 2015. Т. 69. С. 219–225.

[14] **Яковлев Е.А. [и др.]**. Исследование влияния функционализированных многостенных угле-

родных нанотрубок на электропроводность и механические характеристики эпоксидных композитов // Вестник Томского государственного университета. Химия. 2016. №. 3 (5). С. 15–23.

[15] **Кондрашов С.В. [и др.]**. Физико-механические свойства нанокомпозитов с УНТ (обзор) // Труды ВИАМ. 2016. №. 5 (41). С. 61–83.

[16] **Минакова Н.Н., Силютин А.С.** Нелинейные свойства резистивных полимерных композиционных материалов с агломерированным наполнителем // Известия Алтайского государственного университета. – 2016. – №. 1 (89).

[17] **Silva M.J. [et al.]**. Electrical, mechanical, and thermal analysis of natural rubber/polyaniline-DBSA composite // Materials Research. 2014. Т. 17. С. 59–63.

[18] **Кузнецова С.В., Хусаинов А.Д., Вольфсон С.И.** Оптимизация адгезионных характеристик клеевых композиций на основе хлорсодержащих полимеров // Вестник Казанского технологического университета. – 2006. – №. 2.

[19] УНТ серии «Таунит» // НаноТЦ. URL: <http://nanotc.ru/productions/87-cnm-taunit> (дата обращения: 15.01.2019).

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ЯГУБОВ Виктор Сахибович** – аспирант Тамбовского государственного технического университета

E-mail: vitya-y@mail.ru

**ЩЕГОЛЬКОВ Александр Викторович** – кандидат технических наук доцент Тамбовского государственного технического университета

E-mail: energynano@yandex.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 31.01.2019

## REFERENCES

[1] **O.A. Serenko, G.A. Lushcheykin, Ye.V. Getmanova, O.T. Gritsenko, A.M. Muzafarov**, Elektricheskiye svoystva kompozitov na osnove polistirola i gibridnykh nanorazmernykh chastits dioksida kremniya, Zhurnal tekhnicheskoy fiziki, 81 (9) (2011) 63–66.

[2] **V.Ye. Vaganov, S.M. Lomakin, Ye.V. Nefedova, V.Yu. Orlov, V.V. Re-shetnyak**, Issledovaniye vliyaniya ugleirodnykh nanotrubok na goryuchest kompozitov na osnove polietilenterefalata, Nauchno-tekhnicheskii zhurnal Ivanovskogo gosudarstvennogo khimiko-tekhnologicheskogo universiteta. Izvestiya vysshikh

uchebnykh zavedeniy: «khimiya i khimicheskaya tekhnologiya», 56 (7) (2013) 94–98.

[3] **V.K. Khlestkin, D.K. Kozlova, P.S. Karabanov**, Vliyaniye keramicheskogo nanomodifikatora na svoystva obuvnykh kompozitsiy na osnove EVA, Innovatsionnyye tekhnologii v nauke i obrazovanii : materialy IX Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (Cheboksary, 15 yanv. 2017 g.). V 2 t. T. 1 / red. kol. O.N. Shirokov [i dr.]. Cheboksary: TsNS «Interaktiv plus», (2017) 15–17.

[4] **Yu.K. Kabalyan, C.L. Grigoryan, R.T. Malkhasyan**, Nanoamorfnyaya dobavka kak modifikator kachestva

adgezivov khloroprenovykh kauchukov, *Khimicheskiy zhurnal Armenii*, 65 (2) (2012) 239–245.

[5] **S. Aliyeva, R.M. Alosmanov, I.A. Buniyad-Zadeh, G. Eyvazova**, Gibridnyy kompozit na osnove poverkhnostno-modifitsirovannogo grafita i butadiyenovogo kauchuka, *Fiziko-khimicheskiy analiz v obrazovanii, nauke i tekhnike: mater. V Mezhdunar. Bergmanovskoy konf.*, (2017) 94–96.

[6] **K.A. Shashkeyev, V.S. Nagornaya, I.A. Volkov, S.V. Kondrashov, T. P. Dyachkova, A.I. Kondakov, K.M. Borisov, G.Yu. Yurkov**, Supergidrofobnyye elektroprovodyashchiye pokrytiya na osnove silikonovoy matritsy i uglerodnykh nanotrubok, *Zhurnal prikladnoy khimii*, 90 (7) (2017) 896–906.

[7] **M. Verma, S.S. Chauhan, S.K. Dhawan, V. Choudhary**, Graphene nanoplatelets/carbon nanotubes/polyurethane composites as efficient shield against electromagnetic polluting radiations, *Composites Part B* 120, (2017) 118–127.

[8] **Q. Yang, M.H. Beers, V. Mehta, T. Gao, D. Parkinson**, Effect of thermal annealing on the electrical conductivity of copper–tin polymer composites, *ACS Appl. Mater. Interfaces* 9, (2017) 958–964. DOI: 10.1021/acsami.6b13956.

[9] **N.N. Minakova, M.Yu. Shatalov**, Modelirovaniye topologii makrostruktury polimerov pri aglomerirovannom napolnitele, *Izvestiya Altayskogo gosudarstvennogo universiteta*, 1–2 (2014).

[10] **Y. Chen [et al.]**, Magnetic and electrically conductive epoxy/graphene/carbonyl iron nanocomposites for efficient electromagnetic interference shielding, *Composites Science and Technology*, 118 (2015) 178–185.

[11] **I.D. Parfimovich, M.V. Grinchenko, F.F. Komarov, O.V. Milchanin, Ye.S. Grigorukh, A.G. Tkachev**, Elektrofizicheskiye i opticheskiye svoystva epoksidnogo polimera s dobavkami mnogostennykh uglerodnykh nanotrubok, *Prikladnyye problemy optiki, informatiki, radiofiziki i fiziki kondensirovannogo*

*sostoyaniya* : mater. chetvertoy Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., (2017) 114–116.

[12] **G. Hernández-Moreno [et al.]**, Electrochemical Synthesis of Films Based on Polybithiophene and Fullerene Derivatives with Potential Use in Bulk Heterojunction Photovoltaic Devices, *ECS Transactions*, 76 (1) (2017) 37–51.

[13] **S.Y. Kim, Y.J. Noh, J. Yu**, Thermal conductivity of graphene nanoplatelets filled composites fabricated by solvent-free processing for the excellent filler dispersion and a theoretical approach for the composites containing the geometrized fillers, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 69 (2015) 219–225.

[14] **Ye.A. Yakovlev [i dr.]**, Issledovaniye vliyaniya funktsionalizirovannykh mnogostennykh uglerodnykh nanotrubok na elektroprovodnost i mekhanicheskiye kharakteristiki epoksidnykh kompozitov, *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Khimiya*, 3 (5) (2016) 15–23.

[15] **S.V. Kondrashov [i dr.]**, Fiziko-mekhanicheskiye svoystva nanokompozitov s UNT (obzor), *Trudy VIAM*, 5 (41) (2016) 61–83.

[16] **N.N. Minakova, A.S. Silyutin**, Nelineynyye svoystva rezistivnykh polimernykh kompozitsionnykh materialov s aglomerirovannym napolnitelem, *Izvestiya Altayskogo gosudarstvennogo universiteta*, 1 (89) (2016).

[17] **M.J. Silva [et al.]**, Electrical, mechanical, and thermal analysis of natural rubber/polyaniline-DBSA composite, *Materials Research*, 17 (2014) 59–63.

[18] **S.V. Kuznetsova, A.D. Khusainov, S.I. Volfson**, Optimizatsiya adgezionnykh kharakteristik kleyevykh kompozitsiy na osnove khlorosoderzhashchikh polimerov, *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2 (2006).

[19] UNT serii «Taunit», NanoTTs. URL: <http://nanotc.ru/productions/87-cnm-taunit> (accessed January 15, 2019).

## THE AUTHORS

**YAGUBOV Viktor S.** — *Tambov state technical university*

E-mail: vitya-y@mail.ru

**SHCHEGOLKOV Aleksandr V.** — *Tambov state technical university*

E-mail: energynano@yandex.ru

Received: 31.01.2019

DOI: 10.18721/JEST.25214  
УДК 51/53(051)

*А.Г. Морачевский*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

### **ПИОНЕР ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ФИЗИКИ (К 125-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ ЯКОВА ИЛЬИЧА ФРЕНКЕЛЯ)**

Среди выдающихся ученых за всю историю Санкт-Петербургского политехнического института (университета) одно из почетных мест по праву принадлежит Якову Ильичу Френкелю, физику-теоретику. Он имел широкую мировую известность. Это человек, который неоднократно встречался с самым знаменитым ученым XX века Альбертом Эйнштейном (1879–1955), создателем специальной и общей теории относительности, удостоенным Нобелевской премии в 1921 г. за заслуги перед теоретической физикой. Выпускник Санкт-Петербургского университета Я.И. Френкель первым из российских физиков стал стипендиатом Рокфеллерского фонда, что позволило ему в 1925–1926 гг. работать в научных центрах Западной Европы, встречаться с известными физиками того времени. В 1930–1931 гг. Я.И. Френкель был приглашен для чтения лекций в Миннеапольский университет (США). Он посетил также целый ряд других научных центров США. С 1921 г. и до конца жизни Я.И. Френкель работал в Ленинградском политехническом институте и в Физико-техническом институте. В 1929 г. он избирается членом-корреспондентом АН СССР, в 1934 г. становится доктором физико-математических наук. В 1947 г. за монографию «Кинетическая теория жидкостей» Я.И. Френкелю присуждается Сталинская (Государственная) премия первой степени.

*Ключевые слова:* Я.И. Френкель, член-корреспондент АН СССР, физик-теоретик, лауреат Сталинской премии.

*Ссылка при цитировании:*

А.Г. Морачевский. ПIONEER OF RUSSIAN THEORETICAL PHYSICS (DEDICATED TO THE 125<sup>TH</sup> ANNIVERSARY OF BIRTH OF YAKOV ILICH FRENKEL) // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 171–182. DOI: 10.18721/JEST.25214.

*A.G. Morachevskij*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

### **PIONEER OF RUSSIAN THEORETICAL PHYSICS (DEDICATED TO THE 125<sup>TH</sup> ANNIVERSARY OF BIRTH OF YAKOV ILICH FRENKEL)**

Yakov Ilyich Frenkel was a theoretical physicist rightfully taking a place of honor among prominent scientists in the entire history of the St. Petersburg Polytechnic Institute (University). He was widely known worldwide. He repeatedly met with the most famous scientist of the 20th century, Albert Einstein (1879–1955), the creator of the special and general theory of relativity, awarded the Nobel Prize in 1921 for his services to theoretical physics. A graduate of the St. Petersburg University, Ya.I. Frenkel, was the first Russian physicist to become a fellow of the Rockefeller Foundation, which allowed him to work in scientific

centers of Western Europe, meeting with famous physicists of the time in 1925–1926. Ya.I. Frenkel was invited to give lectures at the University of Minneapolis (USA) in 1930–1931. He also visited a number of other US research centers. From 1921 until the end of his life, Ya.I. Frenkel worked at the Leningrad Polytechnic Institute and at the Ioffe Physical-Technical Institute. In 1929, he was elected a corresponding member of the Academy of Sciences of the USSR, in 1934 he became a doctor of physical and mathematical sciences. In 1947, Ya.I. Frenkel was awarded the Stalin (State) Prize of the first degree for the monograph «Kinetic Theory of Liquids».

**Keywords:** Yakov Frenkel, corresponding member of USSR Academy of Sciences, theoretical physicist, winner of Stalin Prize.

*Citation:*

A.G. Morachevskij, Pioneer of Russian theoretical physics (dedicated to the 125<sup>th</sup> anniversary of birth of Yakov Ilich Frenkel), *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 171–182, DOI: 10.18721/JEST.25214.



Яков Ильич Френкель

Заголовок к небольшому очерку о жизни Якова Ильича Френкеля взят мною из его научной биографии, написанной одним из ближайших друзей, лауреатом Нобелевской премии по физике академиком И.Е. Таммом (1895–1971) [1]. Прекрасную книгу об отце написал Виктор Яковлевич Френкель, физик,

доктор физико-математических наук, историк науки (1930–1997) [2], вынужденный при этом соблюдать жесткие цензурные требования. В 1976 г. издана книга воспоминаний о Я.И. Френкеле [3]. Среди большого числа авторов воспоминаний три лауреата Нобелевской премии: академик Н.Н. Семенов, немецкий



физик Макс Борн, английский физик Невилл Мотт, а также академики: А.П. Александров, Я.Б. Зельдович, И.К. Кикоин, В.Н. Кондратьев, Б.П. Константинов, Г.Н. Флеров, А.Н. Фрумкин, другие известные ученые.

В период гласности, в 1991 г., В.Я. Френкель дополнил книгу об отце очень интересными материалами: «Новые штрихи к портрету Я.И. Френкеля» [4]. В 1994 г. широко отмечалось столетие со дня рождения Я.И. Френкеля. Ему посвящен содержательный сборник «Вопросы теоретической физики», изданный Физико-техническим институтом им. А.Ф. Иоффе РАН [5]. Сборник открывается краткой научно-биографической статьей о выдающемся физике-теоретике, написанной лауреатом Нобелевской премии академиком Ж.И. Алферовым [6]. В сборник включены статьи известных российских физиков, посвященные различным научным направлениям Я.И. Френкеля, его автобиография, другие материалы, касающиеся жизни и деятельности ученого. Ряд статей из этого сборника опубликован в журнале «Успехи физических наук» (1994. Т. 164, № 4, 6).

Сравнительно недавно под общей рубрикой «Ученые-политехники, прославившие нашу страну» был опубликован научно-биографический очерк о жизни Я.И. Френкеля [7]. Очерк прекрасно иллюстрирован, в нем перечислены все основные научные труды и заслуги ученого, который действительно по авторитету в мировой науке среди профессоров Политехнического института занимал видное место. Но разве такой «глянцевый» очерк, написанный по принципу «и жизнь хороша и жить хорошо», дает представление о всех трудностях, о всем том, что пришлось пережить Якову Ильичу и многим другим российским физикам в тяжелейшие тридцатые и сороковые годы прошлого века, до последних дней жизни ученого?

Яков Ильич Френкель родился 10 февраля 1894 г. в Ростове-на-Дону в семье служащего. С 1909 г. семья обосновалась в Петербурге.

Уже в раннем возрасте проявились разнообразные способности будущего физика, которые родители старались всячески развивать, с восьми лет он обучался игре на скрипке, с двенадцати лет увлекся рисованием. Оба этих занятия на всю жизнь остались излюбленными видами отдыха.

С 1909 г. Я. Френкель учился в одной из лучших в Петербурге частной гимназии Мая, имевшей прекрасный преподавательский состав. С четырнадцати лет юноша проявляет особый интерес к математике и физике, выполняет самостоятельные научные исследования. В 1913 г. он с золотой медалью заканчивает гимназию и поступает на математическое отделение физико-математического факультета Петербургского университета. Уже в октябре 1916 г. Я. Френкель успешно заканчивает (за три года) университет по «математическому разряду» и по ходатайству профессоров-физиков остается в университете для подготовки к преподавательской деятельности. В это же время устанавливаются связи Я. Френкеля с Политехническим институтом — он начинает посещать организованный А.Ф. Иоффе физический семинар. Абрам Федорович Иоффе (1880–1960, академик АН СССР с 1920 г.) сыграл огромную роль в формировании отечественной научной школы физиков, как теоретиков, так и экспериментаторов, в развитии физической науки в стране. Начиная с 1916 г. работы Я.И. Френкеля публикуются в отечественных и зарубежных журналах.

В начале 1918 г., сдав все магистерские экзамены, Я.И. Френкель выезжает в Крым, куда еще раньше перебрались его родители из-за болезни матери. С осени 1918 г. и до начала 1921 г. он преподает физику в Таврическом университете, занимаясь при этом активной общественной деятельностью. Ситуация, сложившаяся в 1920 и начале 1921 гг. в Крыму и в Таврическом университете описана в очерке [8].

В начале 1921 г. Я.И. Френкель возвратился в Петроград, где приступил к работе в двух

учреждениях, с которыми он будет связан всю свою жизнь: в Физико-техническом институте (ФТИ) и в Политехническом институте (ЛПИ). Вскоре он становится заведующим теоретическим Отделом ФТИ, профессором и заведующим кафедрой теоретической физики в ЛПИ. В течение почти тридцати лет Я.И. Френкель руководил работой семинара по теоретической физике при ФТИ, существенно способствовавшего подготовке физиков-теоретиков в стране.

Осенью 1924 г. в Ленинграде состоялся IV съезд русских физиков, на котором Я.И. Френкель выступал с докладами и познакомился с известным голландским физиком-теоретиком П. Эренфестом.

Павел (Пауль) Сигизмундович Эренфест (1880–1933), друг А. Эйнштейна и А.Ф. Иоффе, жил и работал в Петербурге с 1907 по 1912 гг., оказал большее влияние на развитие теоретической физики в России. По рекомендации Эренфеста Я.И. Френкель стал первым из советских физиков стипендиатом Рокфеллерского фонда, получил возможность работать в ведущих центрах физики Европы: в Германии, Франции, Англии, встречаться с выдающимися учеными-физиками того времени.

Я.И. Френкель был за границей с ноября 1925 до конца октября 1926 г. Преимущественно он работал в университетах Германии, но посетил также Францию и Англию. Его встречи с А. Эйнштейном подробно описаны в письмах к родным [2]. Я.И. Френкель обсуждал свои работы и актуальные проблемы новейшей физики также с В. Паули (1900–1958, Нобелевская премия в 1945 г.), учеником А. Зоммерфельда (1868–1951), основателя Мюнхенской научной школы по теоретической физике, О. Штерном (1888–1969, Нобелевская премия в 1943 г.), М. Борном (1882–1970, Нобелевская премия в 1954 г.), Д. Франком (1882–1964, Нобелевская премия в 1925 г.).

Основное время в Германии Я.И. Френкель проводил в Гамбурге, где работали Франк

и Паули, и в Геттингене, который был в середине двадцатых годов «главным штабом» физики, у Борна. Неоднократно российский ученый встречался с Эренфестом, пользовался его советами.

В Париже Я.И. Френкель познакомился с известными французскими физиками Ж. Перреном (1870–1942, Нобелевская премия в 1926 г.), П. Ланжевром (1872–1946), главой крупной научной школы физиков, иностранным членом АН СССР (1929 г.), основателем общества «Франция – СССР» (1946 г.), с Д. Бриллюэном (1889–1969), крупным специалистом в области физики твердого тела, другими французскими физиками. В письме родным 20 марта 1926 г. из Парижа Яков Ильич сообщает, что «сегодня утром сподобился очутиться в обществе Эйнштейна, Ланжевена и М. Кюри в институте последней, причем сделал им краткое сообщение о своей последней работе» [2]. М. Кюри (1867–1934) дважды присуждалась нобелевские премии: в 1903 г. по физике, в 1911 г. – по химии. За время заграничной стажировки Я.И. Френкель был в Париже четыре раза.

В начале августа 1926 г. Я.И. Френкель посетил Англию, встречался со своим другом П.Л. Капицей, принял участие в съезде Британской ассоциации наук, познакомился с Э. Резерфордом (1871–1937, Нобелевская премия по химии в 1908 г.), президентом Лондонского королевского общества (1925–1930 гг.) и Н. Бором (1885–1962, Нобелевская премия в 1922 г.), иностранным членом АН СССР, выдающимся физиком-теоретиком, датским ученым.

Петр Леонидович Капица (1894–1984, Нобелевская премия в 1978 г.), выпускник Петроградского политехнического института, представитель научной школы А.Ф. Иоффе, с 1921 по 1934 гг. работал в Англии, в Кембриджском университете, у Резерфорда. С 1935 г. директор специально созданного Института физических проблем АН СССР в Москве, академик с 1939 г., один из величайших экспериментаторов





своего времени, имел многочисленные награды за свои научные заслуги.

В середине двадцатых годов прошлого века начались нападки на большую группу физиков, понявших и принявших идеи А. Эйнштейна, Н. Бора, В. Гейзенберга, Э. Шредингера, М. Борна и других крупных ученых того времени, работавших в новых областях физики. Нападкам на страницах журнала «Под знаменем марксизма», в научно-популярных журналах, на страницах центральных газет подвергались прежде всего физики-теоретики Я.И. Френкель, И.Е. Тамм, В.А. Фок и полностью разделявшие их взгляды А.Ф. Иоффе и С.И. Вавилов. Наибольшей критике подвергался Я.И. Френкель, так как он был автором целого ряда учебников, изданных как в СССР, так и за границей, относящихся к различным областям новой физики, большого числа журнальных статей. Еще в 1923 г. издал книгу «Теория относительности», которая представляла собой историко-научное и методологическое введение в эту теорию. Позднее написал комментарии редактора к переводам ряда иностранных книг, касающихся проблем новой физики. Подвергалась нападкам также группа совсем молодых физиков-теоретиков во главе с М.П. Бронштейном (Л.Д. Ландау, Г.А. Гамов, Д.Д. Иваненко). Главными организаторами нападков были А.К. Тимирязев, В.Ф. Миткевич, а также философы-марксисты. Объектами критики были не только отечественные, но и зарубежные физики, прежде всего А. Эйнштейн и Н. Бор. Подвергалось критике все, что выходило за рамки сформировавшейся в XIX веке классической физики, но прежде всего теория относительности Эйнштейна и квантовая (волновая) механика.

Аркадий Климентович Тимирязев (1880–1955), физик, сын известного биолога К.А. Тимирязева, с середины 20-х годов прошлого века занимался историей науки и философией естествознания с позиций диалектического материализма. Член РКП(б) с 1921 г. В 1919–

1930 гг. — профессор Коммунистического университета им. Я.М. Свердлова, с 1922 г. — сотрудник НИИ физики физического факультета МГУ, с сороковых годов — профессор истории физики в МГУ. Непримирымый противник теории относительности и квантовой механики.

Столь же непримиримым противником теории относительности был Владимир Федорович Миткевич (1872–1951), электротехник, профессор Петербургского политехнического института с 1908 по 1938 г. Академик АН СССР с 1929 г. (технические науки).

К ним примыкал Николай Петрович Кастерин (1869–1947), физик, с 1929 г. сотрудник НИИ физики МГУ, расчеты которого входили в противоречие с теорией относительности Эйнштейна, но были ошибочными. Подробно это рассмотрено в книге [9]. Н.П. Кастерина поддерживали академики Г.М. Кржижановский (1872–1959) С.А. Чаплыгин (1869–1942), В.Ф. Миткевич.

Весьма активным в нападках на физиков был философ-марксист Александр Александрович Максимов (1891–1976), член РКП(б) с 1918 г., сотрудник МГУ с 1921 по 1929 гг., одновременно преподавал в Институте красной профессуры, с 1929 г. — в Институте философии АН СССР, с 1934 г. — доктор философских наук, с 1943 г. — член-корреспондент АН СССР по Отделению общественных наук. С 1954 г. — на пенсии.

Основные обвинения сводились к отходу физиков XX века в СССР с принципов диалектического материализма. Особое раздражение у критиков вызвал отказ физиков новой формации от понятия «эфира», очень четкое обоснование этого отказа содержится в работе Я.И. Френкеля [10]. В декабре 1926 г. на V Съезде русских физиков Я.И. Френкель и А.Ф. Иоффе резко критиковали А.К. Тимирязева за попытки в своем пленарном докладе подорвать основы теории относительности. В дополнение к своим выступлениям Я.И. Френкель написал приложение «Значе-

ние теории относительности для физики и в особенности для теории квантов» к переводу с английского книги Д. Рейса «Принцип относительности» (Л., 1927).

В сентябре 1927 г. Я.И. Френкель принял участие в Международном конгрессе физиков, организованном в связи со столетием со дня смерти Александра Вольты (1745–1827). Конгресс состоялся в Италии, в г. Комо, на родине великого ученого. В Италию Яков Ильич ехал через Германию и в Берлине имел двухчасовую беседу с Эйнштейном. Конгресс был весьма представительным. Исключая Эйнштейна, в нем приняли участие все крупнейшие физики того времени из Германии, Англии, США, Италии, других стран. Как отмечается в работе [2], из 70 делегатов Конгресса 13 человек к 1927 г. были нобелевскими лауреатами, а 7 участников получили эту премию позднее. Почти все участники Конгресса имели возможность выступить с докладами длительностью 15 минут, только Н. Бору был предоставлен 1 час. Наибольшее впечатление на Френкеля произвели доклады Н. Бора о новых работах в области волновой механики и А. Зоммерфельда об электронной теории металлов. По близкой тематике был и доклад Якова Ильича. После Конгресса всем его участникам была предоставлена возможность путешествия по Италии. На родину Я.И. Френкель вернулся в первой половине ноября 1927 г.

В начале августа 1928 г. в Москве торжественно открылся VI съезд русских физиков [2]. Первое пленарное заседание было целиком посвящено общим вопросам волновой механики. Экспериментальные работы в этой области были рассмотрены в докладе А.Ф. Иоффе, теории — доклад Я.И. Френкеля. С докладами о квантовой статистике и принципе причинности в современной физике выступили совсем молодые теоретики Д.Д. Иваненко и Л.Д. Ландау. На одном из последующих заседаний Н.Н. Семенов доложил свою теорию цепных реакций горения и взрыва.

Первые четыре дня общие и секционные заседания проходили в Москве, затем поездом основная масса делегатов переехала в Нижний Новгород, где также прошло общее заседание. Специальным пароходом вниз по Волге все переехали в г. Казань, где продолжили работу. Официальная часть работы съезда закончилась общим заседанием 15 августа в Саратове.

Как отмечает в своем отчете профессор Т.П. Кравец [11], идея А.Ф. Иоффе провести заседания съезда не только в Москве, но и в крупных научных центрах Поволжья оказалась очень удачной, способствовала сближению делегатов съезда, новым знакомствам. Я.И. Френкель неоднократно выступал не только с научными сообщениями, но и с докладами более популярного характера, посвященным актуальным проблемам современной физики. Из числа наиболее крупных ученых западных стран в работе съезда приняли участие уже ранее упоминавшийся М. Борн, П. Дебай (1884–1960, Нобелевская премия по химии, 1936 г.), П. Дирак (1902–1984, Нобелевская премия по физике, 1933 г.). С докладами о своих новейших исследованиях выступали московские ученые Л.И. Мандельштам (1879–1944, академик с 1929 г.), Г.С. Ландсберг (1890–1957, академик с 1946 г.).

Как уже упоминалось, в сентябре 1930 г. Я.И. Френкель выехал в США, в Миннеаполис для чтения лекций в местном университете (в университете свыше 12000 студентов и более 1000 профессоров и преподавателей). Наряду с лекциями по теоретической физике Яков Ильич, вполне свободно владеющий английским языком, по просьбе американской стороны проводил беседы о положении в России, о своих последних работах в целом ряде университетов США. В г. Бостоне, в Гарвардском университете Я.И. Френкель познакомился с П. Бриджменом (1882–1961, Нобелевская премия в 1946 г.), крупным специалистом в области физики высоких давлений, а также с молодым физико-химиком Г. Кистяковским



(1900–1982), с которым состоял в переписке Н.Н. Семенов.

Я.И. Френкель выступал с докладами в Иельском, Принстонском, Колумбийском университетах США. В Филадельфии он познакомился с А. Комптоном (1892–1962, Нобелевская премия в 1927 г.), открывшим эффект, носящий его имя. Я.И. Френкель достойно представлял науку своей страны в США.

На обратном пути в СССР Я.И. Френкель в Берлине имел встречу с Э. Шредингером (1887–1961, Нобелевская премия в 1933 г.), который был награжден за решение проблем волновой механики (уравнение Шредингера).

Больше зарубежных поездок, несмотря на приглашения, у Я.И. Френкеля не было.

Гонения на научно-техническую и творческую интеллигенцию в СССР начались в конце двадцатых годов прошлого века и волнообразно протекали до марта 1953 г. Еще в 1927 г. известный металлург профессор В.Е. Грум-Гржимайло (1864–1928) писал: «Потерпев поражение на фронте промышленности, большевики не признают своей вины, а обвиняют во всем техническую интеллигенцию, ищут «вредителей» [12]. Многие историки науки считают 1928–1929 гг. годами «великого перелома» в отношениях науки и власти, имея в виду, в частности, реформу Академии наук и начавшиеся политические процессы, многочисленные аресты ученых [13]. Широкомасштабный террор против науки и ученых был составной частью в деятельности сталинского руководства по всемерному упрочению тоталитарного режима, по ликвидации инакомыслящей интеллигенции [14].

В 1930 г. из-за угрозы ареста вынужден был эмигрировать из страны химик-органик мирового уровня, лауреат премии им. Ленина академик В.Н. Ипатьев (1867–1952) [15]. В 1933 г. отказался вернуться из служебной командировки талантливый физик-теоретик, член-корреспондент АН СССР (с 1932 г.) Г.А. Гамов

(1904–1968) [9]. Из Франции не вернулся академик А.Е. Чичибабин, химик.

Как отмечается в работе [16], уже к началу 30-х гг. Я.И. Френкеля, наряду с В.И. Вернадским, И.П. Павловым, Н.И. Вавиловым (биологом, братом С.И. Вавилова) причисляли к «научным вредителям». В.И. Вернадский открыто протестовал против внедрения «философского единомыслия», считал недопустимым привилегированное положение диалектического материализма, называл марксизм «пережитком» в науке, философии, экономике. Я.И. Френкель публично заявлял, что «...теория диалектического материализма не является венцом человеческой мысли, который может удовлетворить мыслящее человечество... Диалектический метод не имеет права претендовать на руководящую роль в науке» [16]. Я.И. Френкель считал, что навязываемый в СССР естествознанию диалектический метод есть диалектика Гегеля (1770–1831) и она не нужна современной физике.

В 30-е годы прошлого века усилились нападки на физиков, занимающихся актуальными для того времени проблемами теоретической физики. В большом числе статей А.К. Тимирязева, опубликованных в журнале «Под знаменем марксизма», утверждалось, что квантовая механика и теория относительности есть буржуазные разделы физики, которые способствуют проникновению в советское общество чуждых западных идеалистических философских теорий. Основная идея такова: есть физика наша, советская и физика вся остальная – буржуазная. При этом Тимирязева и его соратников не смущало то обстоятельство, что «советская физика» базируется на понятиях, сложившихся в XIX веке и даже раньше и не развивается, а «буржуазная физика», основанная на открытиях, сделанных в XX веке А. Эйнштейном, Э. Резерфордом, Н. Бором, другими выдающимися физиками, достигла огромного прогресса – развития атомной и ядерной физики [17].

В рамках краткого очерка, посвященного Я.И. Френкелю, нет возможности все это подробно рассматривать. Мы приведем некоторые цитаты и факты для общей характеристики того времени.

Большая статья А.А. Максимова [18] в защиту позиции академика В.Ф. Миткевича заканчивается такими выводами: «...в СССР не может быть оказана поддержка идеалистическим воззрениям ни со стороны рабочих, ни со стороны колхозного крестьянства, ни со стороны интеллигенции. Лишь самые отсталые прослойки населения СССР, еще не изжившие влияние религиозных предрассудков, лишь остатки эксплуататорских классов, агенты капиталистических стран и капиталистическое окружение могут быть опорой для отдельного, упорствующего в своих идеалистических заблуждениях ученого СССР.

Поэтому ученый СССР, попавший под влияние буржуазной идеологии в условиях, когда в СССР уничтожены эксплуататорские классы, может при упорном отстаивании своих ошибочных взглядов стать рупором враждебных СССР сил и сомкнуться с контрреволюционными элементами». В той же статье [18] А.А. Максимов отмечает, что «...у советских физиков есть возможность, продолжая лучшие традиции физиков XIX века, и на основе материализма Маркса – Энгельса – Ленина – Сталина дать сокрушительный отпор извращениям и шатаниям в сторону идеализма, тормозящим развитие физики, и показать мировому коллективу физиков, как избрать правильный путь, когда физики наталкиваются на те или иные трудности...».

Перенос научных разногласий в область обвинений политического характера в условиях тоталитарного государства имел катастрофические последствия. В 1936–1938 гг. российская физика понесла невосполнимые потери. В 1936 г. был арестован и до 1947 г. находился в заключении член-корр. АН СССР Ю.А. Кругов (1890–1952, ученик П.С. Эрен-

феста). В 1937 г. был расстрелян Л.В. Шубников (1901–1937), работавший последние годы в Харьковском ФТИ. Погибли молодые талантливые физики-теоретики М.П. Бронштейн (1906–1938, ученик Я.И. Френкеля), С.П. Шубин (1908–1937, ученик И.Е. Тамма), А.А. Витт (1902–1938, ученик Л.И. Мандельштама). Их жизни и деятельности посвящен очерк Г.Е. Горелика [19]. В конце апреля 1938 г. был арестован и провел год в следственном изоляторе Л.Д. Ландау (1908–1968), ученик и последователь Н. Бора. После писем П.Л. Капицы руководителям страны Ландау, работавший до ареста в Институте физических проблем АН СССР, был освобожден под поручительство директора института (П.Л. Капицы). В дальнейшем Л.Д. Ландау – академик (с 1946 г.), лауреат трех Сталинских премий (1946, 1949, 1953), Ленинской (1962) и Нобелевской (1962) премий, Герой Социалистического Труда [20]. Л.Д. Ландау (совместно с Е.М. Лившицем) является автором многотомного труда «Курс теоретической физики», большого числа исследований мирового уровня, создателем крупнейшей научной школы физиков-теоретиков.

В эти же годы были арестованы близкие Я.И. Френкелю физики: член-корр. АН СССР И.В. Обреимов, профессора П.И. Лукирский, В.К. Фредерикс и др. В 1937 г. был арестован В.А. Фок, но из-за резкого протеста П.Л. Капицы, имевшего большое влияние, быстро освобожден. В.А. Фок (1898–1974) с 1939 г. академик, лауреат Сталинской (1946) и Ленинской (1960) премий, Герой Социалистического Труда.

Все физики, подвергавшиеся преследованиям, в свое время, преимущественно по-смертно, были реабилитированы, никто и никогда из них не совершал никаких противоправных действий.

Еще в 1928 г. в «Записке», опубликованной в сборнике [20], С.И. Вавилов весьма отрицательно отзывался о деятельности А.К. Тимиряз-



зева и его сторонников. Сергей Иванович Вавилов (1891–1951) — выдающийся физик-экспериментатор, академик с 1932 г., директор Физического института АН СССР (ФИАН), президент Академии наук с 1945 г. [21]. В защиту современной физики выступал академик А.Ф. Иоффе [22].

Развернутые во второй половине тридцатых годов в системе Академии наук дискуссии по философским проблемам физики подробно описаны в работах [23–25]. Мы на них останавливаться не будем.

В 1942–1943 гг. в эвакуации, в Казани, в трудных условиях военного времени Я.И. Френкель работал над монографией «Кинетическая теория жидкости» [26]. По мнению самого автора это одна из лучших написанных им монографий. В 1947 г. монография была удостоена Сталинской премии первой степени. Книга была переведена на английский и немецкий языки и издана в Англии в 1947 г., в США в 1955 и в Германии в 1957 г. В 1975 г. монография переиздана в СССР в серии «Классики науки».

В послевоенные годы к борьбе с идеализмом в физике добавилась борьба с «низкопоклонством перед западными странами». Было признано, что первой задачей всех ученых страны должно быть полное выкорчевывание космополитизма, который является теоретической основой всех идеологических извращений в современной физике. Для этого времени характерна публикация журналиста В.Е. Львова [27]. В ней вопрос ставится так: «Будет ли советская физика, вооруженная передовой теорией, передовым и могучим методом диалектического материализма, идти прямым и кратчайшим путем к поставленным перед ней великим целям? Или же воздух советской физической теории по-прежнему будет отравляться ядовитыми испарениями, притекающими к нам с Запада? Займет ли советская физика подобающую ей непреклонную позицию в происходящей сейчас борьбе двух неприми-

римо-враждебных течений в науке о строении материи? Возглавят ли советские ученые разгром реакционных, лженаучных воззрений в атомной физике?». А в заключительной части статьи автор пишет: «Вслед за блестящим и сокрушительным разгромом реакционных сил в биологии неизбежен такой же финал и в области советской физики». Автор [27] имеет в виду позорную сессию ВАСХНИЛ (1948 г.), где возобладали антинаучные взгляды Т.Д. Лысенко, что привело к разгрому существовавших в СССР генетических школ и остановило до 1965 г. всякое развитие генетики в стране. Вслед за кибернетикой генетика была объявлена буржуазной лженаукой и служанкой империализма. Статья В.Е. Львова была написана в расчете на планировавшееся политическим руководством страны широкомасштабное совещание по проблеме философии в физике.

Существует ряд легенд по поводу переноса совещания на более поздние сроки. Предполагается, что ведущие физики (или один академик И.В. Курчатов) через посредство Л.П. Берии, курировавшего Атомный проект, поставили перед И.В. Сталиным вопрос — или проводить совещание, или продолжать работу над атомным оружием. Совещание было отложено, а после смерти Сталина (5 марта 1953) потеряло всякую актуальность, о нем больше не вспоминали.

В 1948–1952 гг. к борьбе с космополитизмом прибавился антисемитизм. Ликвидация Еврейского антифашистского комитета, много сделавшего во время войны для сбора средств на военные нужды, убийство его председателя народного артиста СССР С.М. Михоэлса (1890–1948), арест большинства его членов, включая писателей и академика Л.С. Штерн (1878–1988), устранение академика А.Ф. Иоффе из созданного им Физико-технического института, снятие с должности директора Института физической химии АН СССР академика А.Н. Фрумкина (1896–1976), близкого друга Якова Ильича, получившие широкое распространение увольнения



лиц еврейской национальности с мест их работы — все это были звенья одной цепи. В 1950 г. было практически сорвано празднование семидесятилетия со дня рождения А.Ф. Иоффе. По мнению С.Э. Фриша в эти тяжелые годы при решении кадровых вопросов президент АН СССР С.И. Вавилов не проявил достаточной стойкости, однако не известно, чьи указания он вынужден был выполнять. Сергей Эдуардович Фриш (1899–1971, физик, член-корр. АН СССР, профессор ЛГУ) свыше двадцати лет писал воспоминания, в которых в последние годы ничего не изменял [28].

Семидесятипятилетние А.Ф. Иоффе (1955 г.) отмечено уже на должном уровне, ему было присвоено звание Героя Социалистического Труда.

С.Э. Фриш отмечает, что в 1950–1952 гг. обвинения в идеализме и в других тяжких грехах избирательно пали на Л.И. Мандельштама, С.Э. Хайкина, А.Ф. Иоффе, Я.И. Френкеля [28].

Я.И. Френкель подвергался гонениям и в Политехническом институте, в котором работал тридцать лет. Одним из проявлений

гонений может служить статья в журнале «Вестник высшей школы» [29], в которой заслуженный ученым международный авторитет трактуется как «проявление низкопоклонства перед иностранной наукой и техникой», против которого должна вестись борьба на «основе большевистской критики и самокритики». Предъявляемые уважаемому профессору претензии на заседании Совета Политехнического института поражают своей глупостью, они описаны В.Я. Френкелем [4]. Все эти события не могли не сказаться на здоровье Якова Ильича, который скончался 23 января 1952 г. на 58 году жизни.

Период активной научной и педагогической деятельности Якова Ильича Френкеля, физика-теоретика с мировой известностью, совпал со временем, когда наука и ее деятели в стране подвергались небывалому за всю почти трехсотлетнюю историю науки насилию и давлению со стороны властных структур. Как тут не вспомнить слова одного из ленинградских поэтов: «Времена не выбирают, в них живут и умирают» (А. Кушнер). В живых остается всё меньше тех, кто помнит эти страшные времена.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Тамм И.Е. Яков Ильич Френкель // Успехи физич. наук. 1962. Т. 76. № 3. С. 397–430.
- [2] Френкель В.Я. Яков Ильич Френкель. М.-Л.: Наука, 1966. 474 с.
- [3] Воспоминания о Я.И. Френкеле. Л.: Наука, 1976. 280 с.
- [4] Френкель В.Я. Жар под пеплом // Звезда. 1991. № 8. С. 129–148; № 9. С. 129–142.
- [5] Вопросы теоретической физики. Сборник статей к 100-летию со дня рождения Я.И. Френкеля. СПб, 1994. 260 с.
- [6] Алферов Ж.И. К столетию со дня рождения члена-корреспондента АН СССР Я.И. Френкеля // Вестник РАН. 1994. Т. 64, № 3. С. 229–232.
- [7] Кесаманлы Ф.П. Ученые-политехники, прославившие нашу страну. Член-корреспондент АН СССР Яков Ильич Френкель (к 120-летию со дня рождения) // Научно-технич. ведомости СПбГПУ. 2014. № 1 (190). С. 246–254.
- [8] Морачевский А.Г., Фирсова Е.Г. Трудные годы в жизни академика В. И. Вернадского (февраль 1917 – февраль 1921) // Научно-технич. ведомости СПбГПУ. 2017. Т. 23, № 3. С. 158–164.
- [9] Андреев А.В. Физики не шутят. Страницы социальной истории Научно-исследовательского института физики при МГУ (1922–1954). М.: Прогресс-Традиция, 2000. 320 с.
- [10] Френкель Я.И. Мистика мирового эфира // Вестник знания. 1925. № 6. С. 418–426.
- [11] Кравец Т.П. VI Всесоюзный съезд физиков // Природа. 1928. № 10. С. 914–920.
- [12] Морачевский А.Г. Профессор Владимир Ефимович Грум-Гржимайло. Жизнь и деятельность. 1864–1928. Под ред. акад. РАН Ю.С. Васильева. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. 88 с.
- [13] Перченко Ф.Ф. «Дело Академии наук и «великий перелом» в советской науке // Трагические судьбы: репрессированные ученые Ака-





демии наук СССР: сб. ст. М.: Наука, 1995. С. 201–235.

[14] **Соболев В.С.** Академия и власть (1918–1930) // Вестник РАН. 1998. Т. 68, № 2. С. 176–182.

[15] **Морачевский А.Г.** Российские химики в эмиграции / под ред. акад. РАН Ю.С. Васильева. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 180 с.

[16] **Колчинский Э.И.** Вернадский и большевики // За «железным занавесом»: Мифы и реалии советской науки. СПб.: Дмитрий Буланин, 2002. С. 133–151.

[17] **Морачевский А.Г.** Путь от лучей Беккереля к атомной бомбе // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 3. С. 212–222.

[18] **Максимов А.А.** О философских взглядах академика В. Ф. Миткевича и о путях развития советской физики // Под знаменем марксизма. 1937. № 7. С. 25–55.

[19] **Горелик Г.Е.** Неудавшиеся статьи академиками // Природа. 1990. № 1. С. 123–128.

[20] **Косарев В.В.** Физтех, Гулаг и обратно // Чтения памяти А. Ф. Иоффе. 1990. С. 105–177.

[21] **Морачевский А.Г., Фирсова Е.Г.** Пятнадцатый президент Академии наук России (К 125-летию

со дня рождения академика Сергея Ивановича Вавилова) // Научно-технич. ведомости СПбГПУ. 2016. № 4. С. 248–255.

[22] **Иоффе А.Ф.** О положении на философском фронте советской физики // под знаменем марксизма. 1937. № 11–12. С. 131–144.

[23] **Визгин В.П.** Мартовская (1936 г.) сессия АН СССР: советская физика в фокусе // Вопросы естествознания и техники. 1990. № 1. С. 63–84.

[24] **Горелик Г.Е.** Обсуждение «натурфилософских установок современной физики» в Академии наук СССР в 1937–1938 годах // Вопросы естествознания и техники. 1990. № 4. С. 17–31.

[25] **Горелик Г.Е.** Москва, физика, 1937 год // Вопросы естествознания и техники. 1992. № 1. С. 15–32.

[26] **Френкель Я.И.** Кинетическая теория жидкостей. М., Л.: Изд-во АН СССР, 1945. 424 с.

[27] **Львов Вл.** Против идеализма в физике! // Звезда. 1949. № 1. С. 146–163.

[28] **Фриш С.Э.** Отрывки из воспоминаний // Природа. 1990. № 12. С. 88–97.

[29] **Кузьмин М.А.** «Особые» позиции раболовствующих профессоров // Вестник высшей школы. 1948. № 2. С. 4–5.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**МОРАЧЕВСКИЙ Андрей Георгиевич** — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого  
E-mail: andrey.morachevsky@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 05.04.2019

## REFERENCES

[1] **I.Ye. Tamm**, Yakov Ilich Frenkel, Uspekhi fizich. Nauk, 76 (3) (1962) 397–430.

[2] **V.Ya. Frenkel**, Yakov Ilich Frenkel. M.-L.: Nauka, 1966.

[3] Vospominaniya o Ya.I. Frenkele. L.: Nauka, 1976.

[4] **V.Ya. Frenkel**, Zhar pod peplum, Zvezda, 8 (1991) 129–148; 9 (1991) 129–142.

[5] Voprosy teoreticheskoy fiziki. Sbornik statey k 100-letiyu so dnya rozhdeniya Ya.I. Frenkelya. SPb., 1994.

[6] **Zh.I. Alferov**, K stoletiyu so dnya rozhdeniya chlena-korrespondenta AN SSSR Ya. I. Frenkelya, Vestnik RAN, 64 (3) (1994) 229–232.

[7] **F.P. Kesamanly**, Uchenyye-politekhniki, proslavivshiye nashu stranu. Chlen-korrespondent AN SSSR Yakov Ilich Frenkel (k 120-letiyu so dnya rozhdeniya), Nauchno-tekhnich. vedomosti SPbGPU, 1 (190) (2014) 246–254.

[8] **A.G. Morachevskiy, Ye.G. Firsova**, Trudnyye gody v zhizni akademika V. I. Vernadskogo (fevral 1917 – fevral 1921), Nauchno-tekhnich. vedomosti SPbGPU, 23 (3) (2017) 158–164.

[9] **A.V. Andreyev**, Fiziki ne shutyat. Stranitsy sotsialnoy istorii Nauchno-issledovatel'skogo instituta fiziki pri MGU (1922–1954). M.: Progress-Traditsiya, 2000.

- [10] **Ya.I. Frenkel**, Mistika mirovogo efira, Vestnik znaniya, 6 (1925) 418–426.
- [11] **T.P. Kravets**, VI Vsesoyuznyy syezd fizikov, Priroda, 10 (1928) 914–920.
- [12] **A.G. Morachevskiy**, Professor Vladimir Yefimovich Grum-Grzhimaylo. Zhizn i deyatelnost. 1864–1928. Pod red. akad. RAN Yu.S. Vasilyeva. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2011.
- [13] **F.F. Perchenok**, «Delo Akademii nauk i «velikiy perelom» v sovetskoy nauke, Tragicheskiye sudby: repressirovannyye uchenyye Akademii nauk SSSR. Sbornik statey. M.: Nauka, (1995) 201–235.
- [14] **V.S. Sobolev**, Akademiya i vlast (1918–1930), Vestnik RAN, 68 (2) (1998) 176–182.
- [15] **A.G. Morachevskiy**, Rossiyskiye khimiki v emigratsii. Pod red. akad. RAN Yu.S. Vasilyeva. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2014.
- [16] **E.I. Kolchinskiy**, Vernadskiy i bolsheviki, Za «zheleznym zavesom»: Mify i realii sovetskoy nauki. SPb.: Dmitriy Bulanin, (2002) 133–151.
- [17] **A.G. Morachevskiy**, Put ot luchey Bekkerelya k atomnoy bombe // Nauchno-tekhnich vedomosti SPbGPU. Yestestv. i inzh. Nauki, 24 (3) (2018) 212–222.
- [18] **A.A. Maksimov**, O filosofskikh vzglyadakh akademika V. F. Mitkevicha i o putyakh razvitiya sovetskoy fiziki, Pod znamenem marksizma, 7 (1937) 25–55.
- [19] **G.Ye. Gorelik**, Neuspevshiy stat akademikami, Priroda, 1 (1990) 123–128.
- [20] **V.V. Kosarev**, Fiztekhn, Gulag i obratno, Chteniya pamyati A.F. Ioffe, (1990) 105–177.
- [21] **A.G. Morachevskiy, Ye.G. Firsova**, Pyatnadsatyy prezident Akademii nauk Rossii (K 125-letiyu so dnya rozhdeniya akademika Sergeya Ivanovicha Vavilova), Nauchno-tekhnich. vedomosti SPbGPU, 4 (2016) 248–255.
- [22] **A.F. Ioffe**, O polozhenii na filosofskom fronte sovetskoy fiziki, Pod znamenem marksizma, 11–12 (1937) 131–144.
- [23] **V.P. Vizgin**, Martovskaya (1936 g.) sessiya AN SSSR: sovetskaya fizika v fokuse, Voprosy yestestvozn. i tekhniki, 1 (1990) 63–84.
- [24] **G.Ye. Gorelik**, Obsuzhdeniye «naturfilosofskikh ustanovok sovremennoy fiziki» v Akademii nauk SSSR v 1937–1938 godakh, Voprosy yestestvozn. i tekhniki, 4 (1990) 17–31.
- [25] **G.Ye. Gorelik**, Moskva, fizika, 1937 god, Voprosy yestestvozn. i tekhniki, 1 (1992) 15–32.
- [26] **Ya.I. Frenkel**, Kineticheskaya teoriya zhidkostey. M., L.: Izd-vo AN SSSR, 1945.
- [27] **Vi. Lvov**, Protiv idealizma v fizike! Zvezda, 1 (1949) 146–163.
- [28] **S.E. Frish**, Otryvki iz vospominaniy, Priroda, 12 (1990) 88–97.
- [29] **M.A. Kuzmin**, «Osobyie» pozitsii rabolepstvuyushchikh professorov, Vestnik vysshey shkoly, 2 (1948) 4–5.

## THE AUTHORS

**MORACHEVSKIY Andrei G.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*  
E-mail: andrey.morachevsky@gmail.com

Received: 05.04.2019



DOI: 10.18721/JEST.25215  
УДК 621.01:531.8

*А.Н. Евграфов, В.И. Каразин*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **ВКЛАД М.З. КОЛОВСКОГО В ТЕОРИЮ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Михаил Захарович Коловский — выдающийся исследователь механики сложных современных машин. Созданная им нелинейная теория виброзащитных систем помогла решить важнейшую задачу защиты электронного оборудования ракетных систем. Он разработал единую и ясную методологию анализа динамики машин, рассматриваемых как связанные динамические комплексы, включающие привод, передаточные и исполнительные механизмы и систему управления. Введенное М.З. Коловским новое определение структурной группы, в котором группа Ассура рассматривается как частный случай, позволило развить теорию Л.В. Ассура и на единой методологической основе исследовать современные механизмы, не существовавшие во времена Л.В. Ассура. Развита М.З. Коловским методология стала основой для разработки таких современных учебных дисциплин, как динамика машин, теория механизмов и машин и др. В предлагаемой статье приведены краткие биографические сведения из жизни М.З. Коловского, рассмотрены научные идеи, развитые в его трудах.

*Ключевые слова:* М.З. Коловский, механика машин, динамика машин, нелинейная теория виброзащитных систем, структурная группа Коловского.

*Ссылка при цитировании:*

А.Н. Евграфов, В.И. Каразин. Вклад М.З. Коловского в теорию механизмов и машин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 183–191. DOI: 10.18721/JEST.25215.

*A.N. Evgrafov. V.I. Karazin*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **CONTRIBUTION OF M.Z. KOLOVSKY TO THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES**

Mikhail Zakharovich Kolovsky is an outstanding researcher of mechanics of complex modern machines. His non-linear theory of vibration isolation systems helped to solve the most important problem of protecting electronic equipment of missile systems. He developed a unified and clear methodology for analyzing the dynamics of machines considered as linked dynamic complexes, including the drive, transmission and actuating mechanisms and the control system. Introduced by M.Z. Kolovski, the new definition of the structural group, in which the Assur group is considered as a special case, allowed the development of the theory of L.V. Assur and the study of the modern mechanisms on a single methodological basis, which did not exist in the epoch of L.V. Assur. The methodology developed by M.Z. Kolovski became the foundation for development of such modern academic courses as machine dynamics, the mechanism and machine theory, etc. The given paper presents brief biographical information from the life of M.Z. Kolovsky, and considers scientific ideas developed in his works.

*Keywords:* M.Z. Kolovsky, machine mechanics, machine dynamics, non-linear theory of vibration isolation systems, Kolovsky structural group.

*Citation:*

A.N. Evgrafov, V.I. Karazin, Contribution of M.Z. Kolovsky to theory of mechanisms and machines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 183–191, DOI: 10.18721/JEST.25215.

**Введение.** Важной частью научного исследования является знакомство с тем, что было сделано учеными-предшественниками в данной области и в смежных областях. Это не только расширяет кругозор исследователя, но и помогает выбрать наиболее перспективное направление научной работы, более точно сформулировать задачу своего исследования, избежать траты времени и сил на открытие того, что было уже открыто и исследовано. Поэтому так важны и вызывают большой интерес работы, обобщающие вклад в науку выдающихся ученых, подтверждающие приоритеты ученых в получении важных научных результатов. Результаты исследований публикуются в авторитетных научных изданиях. Например, под эгидой Международной федерации по теории механизмов и машин (IFTоММ) в издательстве Springer публикуются сборники трудов «Distinguished Figures in Mechanism and Mashine Science. Their Contributions and Legacies. Ed. Marco Ceccarelli» (Выдающиеся фигуры в науке о механизмах и машинах. Их вклад и наследие. Редактор Марко Чеккарелли) в серии «Histore of Mechanism and Machine Science» (История науки о механизмах и машинах) [1–3]. В этих книгах исследователи разных стран обсуждают вклад выдающихся ученых в науку, которая не очень точно называется теорией механизмов и машин. Есть в этих книгах и работы, посвященные известным ученым нашей страны: К. Фролову [4], Л. Ассуру [5], Л. Смирнову [6], Л. Решетову [7], А. Ершову [8], Ф. Орлову [9]. В нашей стране известны работы А.Н. Боголюбова, в которых исследуется вклад выдающихся ученых в становление и развитие теории механизмов и машин [10,11,12].

Несмотря на обилие книг, посвященных истории механики, о работах М.З. Коловского и его вкладе в механику машин написано очень мало: в 2002 г. в журнале «Проблемы машиностроения и надежности машин» был опубликован некролог [13], а в 2003 г. — не-

большая статья В.И. Бабицкого в журнале «Теория механизмов и машин» [14]. Авторы сочли необходимым восполнить этот пробел. Данная работа явилась продолжением исследований, начатых в статье [15].

### Биографические сведения

Михаил Захарович Коловский (рис. 1) родился 7 мая 1927 г. в Ленинграде. В 1943 г. после окончания средней школы поступил на моторостроительный факультет Московского Авиационного института, а в 1944 году, после снятия блокады Ленинграда, вернулся в родной город и перешел на механико-машиностроительный факультет Ленинградского политехнического института. Поколение студентов, пришедших в Политех после окончания Великой Отечественной войны, отличалось необыкновенным усердием и целеустремленностью, но даже и на их фоне юный М.Коловский выделялся своим серьезным отношением к учебе. Приведем цитату из заметки Б.Григорьевой, опубликованной в газете «Политехник» [16]: «Студент гр. 341 М. Коловский — один из лучших студентов механико-машиностроительного факультета. Вдумчивый и серьезный, требовательный к себе и другим, он прекрасно учится. С первых дней он обратил на себя внимание своими способностями и деловитостью, завоевал большой авторитет среди студентов. Отличную учебу М. Коловский умело сочетает с большой общественной работой: он — руководитель комсомольской организации факультета. ... Отличная учеба — это основное. Высокая дисциплина, чуткость и отзывчивость — вот что характеризует Мишу Коловского. Он всегда находит время помочь товарищам в учебе».

М.З. Коловский получил два высших образования: инженерное в ЛПИ им. М.И. Калинина и математическое в Ленинградском государственном университете: с 1944 года он учился ещё и на заочном отделении математико-механического факультета ЛГУ и закончил



его в 1951 г. по специальности «механика». Напрашивается параллель с подготовкой выдающегося ученого Леонида Владимировича Ассура [17], который после окончания математического отделения физико-математического факультета Московского университета прошел курс обучения на механическом отделении Московского технического училища (сейчас — Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана). Инженерное образование на базе хорошей математической подготовки давало выдающиеся результаты!

После окончания в 1949 году ЛПИ им. М.И. Калинина по специальности «Машины, аппараты и установки предприятий легкой промышленности» (Полиграфические машины) М.З. Коловский был направлен на Щербаковский (Рыбинский) завод полиграфических машин, на работу в должности инженера-конструктора.

В 1952 он вернулся в Ленинград и поступил в Ленинградское СКБ полиграфического машиностроения, где проработал до 1957 года сначала старшим инженером, потом начальником отдела.

В 1957 году М.З. Коловский был принят на работу в Ленинградский политехнический институт, на кафедру «Механика и процессы управления», которой тогда заведовал А.И. Лурье. За время работы на этой кафедре М.З. Коловский подготовил и защитил кандидатскую (1962) и вскоре докторскую (1969) диссертации.

Непродолжительное время (1971–1976) М.З. Коловский работал в Северо-Западном Заочном Политехническом институте, где возглавлял кафедру теоретической механики. В 1976 г. он по приглашению профессора д.т.н. Г.А. Смирнова вернулся в ЛПИ им. М.И. Калинина, где занял должность профессора кафедры «Теория механизмов и машин», а в 1988–1995 гг. — должность заведующего кафедрой.

Это был необычайно плодотворный период в жизни М.З. Коловского. Одна за другой

выходят научные монографии, учебники и учебные пособия.

При этом М.З. Коловский продолжал читать лекции студентам, руководил работой аспирантов, консультировал докторантов. Он принимал участие в международных конференциях, проходивших в России, на Украине, в Чехословакии, Болгарии; читал курс лекций в Китайской Народной Республике (рис. 2). Он участвовал в работе научно-технического и диссертационных советов.

В 1994 г. ему было присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки и техники РФ».

В 2001 г. из-за тяжелой болезни он был вынужден оставить работу на кафедре. 13 мая 2002 г. М.З. Коловский скончался.

### Список основных трудов

#### *Монографии*

Нелинейная теория виброзащитных систем (1966);

Нелинейные задачи динамики машин (в соавторстве с И.И. Вульфсоном, 1968);

Автоматическое управление виброзащитными системами (1976);

Динамика управляемых машинных агрегатов (в соавторстве с В.Л. Вейцем и А.Е. Кочурой, 1984);

Основы динамики промышленных роботов (в соавторстве с А.В. Слоущем, 1988);

Динамика машин (1989);

Nonlinear Dynamics of Active and Passive systems of Vibration Protection (1999);

Dynamics and Control of Machines (в соавторстве с В.К. Асташевым и В.И. Бабицким, 2000);

Advanced Theory of Mechanisms and Machines (в соавторстве с А.Н. Евграфовым, А.В. Слоущем, Ю.А. Семеновым, 2000).

#### *Учебники и учебные пособия*

Теория устойчивости движения (1968);

Элементы аналитической механики и теории колебаний (1979);



Динамика машин (1980);

Элементы теории роботов и манипуляторов (в соавторстве, 1981);

Теория машин и механизмов (в трех частях, 1993–1995);

Механика машин (в соавторстве, 1996).

Участие в издании справочной литературы

Вибрации в технике. Справочник. Т. 2, Т.6. (1979–1981);

Динамика машин и управление машинами. Справочник. (1988);

Конструирование машин. Справочно-методическое пособие. (1998).

### *Обзор работ*

В своей первой монографии «Нелинейная теория виброзащитных систем» [18], содержание которой легло в основу докторской диссертации, М.З. Коловский использует для анализа нелинейных механических процессов

приближенные методы, применявшиеся для анализа нелинейных систем автоматического управления, что оказалось чрезвычайно эффективным при проведении инженерных расчетов. Вот как описывает свои впечатления о книге В.И. Бабицкий [14]: «Начав читать рукопись, я уже не мог оторваться. Поразило не только изящество анализа сложных нелинейных механических процессов, но и само видение инженерных проблем, при котором математическое исследование просто и убедительно способствовало разъяснению оригинальных авторских концепций, дополняя их ясными расчетными соотношениями. И все это осуществлялось как раз теми методами, которые так нравились мне у специалистов по автоматическому управлению. При этом анализирувавшаяся нелинейная динамика часто превосходила по сложности то, что описывалось в их книгах.

Для меня это было открытием нового стиля в инженерном мышлении и нового подхода к развитию динамики современных машин. Математический анализ становился составной

частью процесса исследования новой технической концепции, следуя и предвосхищая развитие инженерного замысла во всей его полноте».

В монографии «Нелинейные задачи динамики машин», которая была написана в соавторстве с И.И. Вульфсоном [19], наряду с общими методами нелинейной механики изложены специальные методы, разработанные для расчета механизмов с нелинейными функциями положения, а также цепных систем, содержащих нелинейные звенья. Особое внимание авторы уделили выявлению физической природы нелинейных явлений и способам их подавления, что особенно ценно для инженеров-расчетчиков, специализирующихся в области динамики машин.

Появление и широкое распространение активных систем виброзащиты потребовало существенного пересмотра методов анализа и синтеза виброзащитных устройств. В 1976 г. была опубликована новая яркая работа М.З. Коловского — «Автоматическое управление виброзащитными системами» [20]. В книге изложены основы теории активных виброзащитных систем с обратными связями, которая представляет собой своеобразное сочетание теории колебаний упругих тел с теорией автоматического управления. Из всех книг М.З. Коловского, изданных на русском языке, эта книга цитируется чаще всего.

После выхода книги в свет автор продолжал работу над этой темой, и в 1999 г. опубликовал в издательстве Springer монографию «Nonlinear Dynamics of Active and Passive systems of Vibration Protection» [21], которая стала «современным пособием для нового поколения инженеров теперь уже во всем мире» [14].

Следующая значительная работа М.З. Коловского — монография «Динамика машин» [22]. В ней рассмотрены вопросы выбора динамических моделей машин в зависимости от задач исследования и описаны методы динамического расчета, дающие правильное пред-





ставление о характере динамических процессов. Существенное внимание уделено объяснению физической природы исследуемых явлений и вопросам динамического синтеза. Динамика машин теперь уже была подготовлена для анализа автоматических машин с программным управлением. В 2000 г. М.З. Коловский совместно с В.К. Асташевым и В.И. Бабицким опубликовал в издательстве Springer монографию «Dynamics and Control of Machines» [23].

К 1970-м гг. стало очевидно, что учебный курс теории механизмов и машин, сформировавшийся в первой половине XX-го в., значительно отстал от науки о механизмах и машинах и уже не соответствовал требованиям времени. Появились новые объекты исследования: многодвигательные машины, машины с внутренними входами, структура которых не могла быть описана структурными группами Ассура. С появлением и распространением вычислительных машин уже нельзя было знакомить студентов только с графо-аналитическими методами исследования.

Г.А. Смирнов предложил М.З. Коловскому поставить современный учебный курс теории механизмов и машин. Со свойственной ему основательностью М.З. Коловский взялся за решение этой задачи.

Для описания структуры многодвигательных машин и машин с внутренними входами, появившихся в последние десятилетия, М.З. Коловский ввел новое содержание в понятие «Структурная группа»: это кинематическая цепь, в которой число входов совпадает с числом степеней подвижности [24]. В механизме, состоящем из структурных групп Коловского, всегда число независимых входных координат равно числу степеней подвижности. Такие механизмы М.З. Коловский назвал нормальными: они являются статически и геометрически определяемыми. Ассурова структурная группа является частным случаем группы Коловского: у неё число степеней подвижности равно ну-

лю. Идея Ассура — послойное присоединение структурных групп к начальному механизму — получает новое развитие в связи с новым содержанием понятия «структурная группа».

Например, в механизме подъема ковша (рис. 3, *а*) звенья 1, 2 и 3 образуют трёхзвенную одноподвижную группу с внутренним входом в поступательной кинематической паре. Звенья 4, 5 и 6 образуют такую же трёхзвенную одноподвижную группу с внутренним входом в поступательной паре. Обе эти структурные группы образуют первый слой, присоединенный к условно неподвижному звену 0. Звенья 7 и 8 — двухзвенная группа Ассура, образует второй слой, присоединённый к первому слою. Звенья 9 и 10 составляют вторую двухзвенную группу Ассура и, соответственно, третий, последний слой, опирающийся на предыдущие два. На рис. 3, *б* показан структурный граф, где вершины графа — это структурные группы, а ребра — кинематические пары, соединяющие их. Цифры внутри вершин обозначают соответственно число звеньев и число степеней подвижности группы.

В качестве общих методов решения групповых уравнений, т.е. уравнений, описывающих геометрию структурной группы, М.З. Коловский предложил использовать метод Ньютона (метод касательных) или модифицированный метод Ньютона (метод секущих). Эти методы сходятся тем хуже, чем ближе структурная группа приближается к особому (сингулярному) положению. В особых положениях структурной группы два решения сливаются в одно, якобиан системы уравнений геометрического анализа обращается в ноль, а скорости и ускорения, а также реакции в кинематических парах стремятся к бесконечности. Если якобиан в разных положениях имеет разные знаки, значит, структурная группа должна пройти через особое положение. Для прохода через особое положение М.З. Коловский предложил использовать дополнительный (избыточный) вход (структурную группу с ну-

левой подвижностью), для которой данное положение не является сингулярным.

Введение в учебный курс матриц Дена-Хартенберга позволило не только решить задачи анализа пространственных рычажных механизмов, но и достаточно просто объяснить получение формул распределения усилий в червячных и винтовых передачах [25].

Для определения обобщенных движущих сил и реакций в кинематических парах М.З. Коловский помимо уравнений кинетостатики применил общее уравнение динамики. Использование в уравнениях кинетостатики закона трения Амонтона-Кулона привело к получению нелинейной системы уравнений, при решении которой обнаружились эффекты Пенлеве: неединственное решение, отсутствие решений. Анализ этих эффектов позволил проиллюстрировать режимы движения: тяговый режим, инверсный тяговый, самоторможение, оттормаживание.

Основательной переработке подвергся раздел «Динамика машин» [26]. Известно, что система дифференциальных уравнений, описывающих движение машины, является нелинейной. Для линеаризации системы уравнений М.З. Коловский предложил использовать допущения, принятые в инженерной практике для различных режимов движения: для установившегося, для режима разбега и для режима торможения. Полученные аналитические решения оказались удобны для дальнейшего анализа влияния параметров машины на закон движения, на динамическую нагрузку на привод.

Для объяснения некоторых динамических процессов оказалось удобным использование Эйлера представления структуры машины [27], которое в современной терминологии определяется так: двигатель, передача (передаточный механизм), исполнительный механизм. В зависимости от того, какая из этих функциональных частей машины является источником возмущения, на этой схеме можно

наглядно показать, в какое место надо устанавливать маховик, чтобы его установка не привела к увеличению динамической нагрузки на привод. При определенных соотношениях динамических параметров машины установка маховика может привести не к уменьшению, а к увеличению неравномерности вращения (двигательный резонанс).

По предложению проф. В.И. Бабицкого на основе книг [24–26] М.З. Коловский вместе со своими сотрудниками А.Н. Евграфовым, А.В. Слоущем и Ю.А. Семеновым подготовил для издательства Springer учебник «Advanced Theory of Mechanisms and Machines», изданный в 2000 г. [28]. Позднее эта книга соавторами М.З. Коловского была доработана для русскоязычных читателей и дополнена новыми главами. С 2008 г. по 2013 г. она выдержала 4 издания в издательском центре «Академия» [29].

### Заключение

Практически вся сознательная жизнь М.З. Коловского была посвящена научной и преподавательской деятельности, но наиболее плодотворный её период пришелся на время работы в Ленинградском политехническом институте (СПбПУ). В это время им были написаны и защищены кандидатская и докторская диссертации, одна за другой выходили научные статьи, блестящие монографии, новаторские учебники. Почти два десятилетия нет с нами М.З. Коловского, но продолжают множиться ссылки на его научные монографии и статьи. Практически нет скольнибудь серьезной научной работы по динамике машин, по системам виброзащиты без ссылок на М.З. Коловского. Очень сложно перестроить устоявшийся учебный курс, по-новому взглянуть на привычную учебную дисциплину, но и здесь происходят заметные изменения и чувствуется влияние идей М.З. Коловского [30]. Все это дает нам основание отнести М.З. Коловского к классикам современной российской науки.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Ceccarelli M.** (Ed.), Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science, History of Mechanism and Machine Science, Springer, 2007. 392 p.
- [2] **Ceccarelli M.** (Ed.), Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science, History of Mechanism and Machine Science, Springer, 2010. 261 p. DOI: 10.1007/978-90-481-2346-9.
- [3] **Ceccarelli M.** (Ed.), Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science, History of Mechanism and Machine Science 26, Springer, 2014. 345 p. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9.
- [4] **Evgrafov A., Kozlikin D.** Leonid Assur (1878–1920) // History of Mechanism and Machine Science. Springer. 2014. P. 19–40. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_2
- [5] **Egorova O.** Konstantin Frolov (1932–2007) // History of Mechanism and Machine Science. Springer. 2014. p. 63–87. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_5
- [6] **Golovin A., Sashchenko D.** Leonid Smirnov (1877–1954) // History of Mechanism and Machine Science. Springer. 2014. P. 199–230. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_11.
- [7] **Tarabarin V., Tarabarina Z., Chirkina D.** Leonid Reshetov (1906–1998) // History of Mechanism and Machine Science. Springer. 2014. P. 263–290. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_13.
- [8] **Golovin A., Mkrtychyan D.** Alexander Yershov (1818–1867) // History of Mechanism and Machine Science, Springer, 2007. P. 135–149.
- [9] **Golovin A., Tarabarin V., Tarabarina Z.** Feodor Orlov (1843–1892) // History of Mechanism and Machine Science, Springer, 2010. P. 175–198. DOI: 10.1007/978-90-481-2346-9\_10.
- [10] **Боголюбов А.Н.** Теория механизмов и машин в историческом развитии ее идей. М.: Ленанд, 2017. 472 с.
- [11] **Боголюбов А.Н.** И.И. Артоболевский. 1905–1977. Создатель советской научной школы теории механизмов и машин. М.: Ленанд, 2017. 296 с.
- [12] **Боголюбов А.Н.** Советская школа механики машин. М.: Наука, 1975. 175 с.
- [13] Михаил Захарович Коловский (1927–2002). Некролог // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 6. С. 119–121.
- [14] **Бабицкий В.И.** М.З. Коловский. Памятные заметки с Британских островов // Теория механизмов и машин. 2003. № 1. С. 78–82.
- [15] **Евграфов А.Н., Андриенко П.А.** Вклад ученых Санкт-Петербурга XVIII–XIX веков в развитие теории механизмов и машин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2016. № 4 (254). С. 126–140.
- [16] **Григорьева Б.** Передовой студент // Политехник, ЛПИ им. М.И. Калинина. 1946. № 29 (1103).
- [17] **Евграфов А.Н., Козликин Д.П.** Леонид Владимирович Ассур // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2013. № 4-1 (183). С. 405–414.
- [18] **Коловский М.З.** Нелинейная теория виброзащитных систем. М.: Наука, 1966. 320 с.
- [19] **Вульфсон И.И.** Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. М.: Машиностроение, 1968. 284 с.
- [20] **Коловский М.З.** Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976, 320 с.
- [21] **Kolovsky M.Z.** Nonlinear Dynamics of Active and Passive systems of Vibration Protection. Springer. 1999. 426 p.
- [22] **Коловский М.З.** Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. 263 с.
- [23] **Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z.** Dynamics and Control of Machines. Springer, 2000. 234 p.
- [24] **Коловский М.З.** Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов: Текст лекций. СПб.: гос. техн. ун-т, 1993. 80 с.
- [25] **Коловский М.З.** Теория механизмов и машин. Силовой расчет. Динамические характеристики механизмов: Текст лекций. СПб.: Гос. техн. ун-т, 1994. 100 с.
- [26] **Коловский М.З.** Теория механизмов и машин. Динамика машин: Текст лекций СПб.: Гос. техн. ун-т, 1995. 96 с.
- [27] Euler L. De machinis in genere. Novi Commentarii Academiae Scientiarum Petropol, 1753, t. III.
- [28] **Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V.** Advanced Theory of Mechanisms and Machines. 1st ed. Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2000. 396 p. (Foundations of Engineering Mechanics). DOI: 10.1007/978-3-540-46516-4.

[29] **Коловский М.З., Евграфов А.Н., Семенов Ю.А., Слоущ А.В.** Теория механизмов и машин. 4-е изд., перераб. М.: Изд. центр «Академия», 2013. 560 с. (Сер. Бакалавриат).

[30] **Тимофеев Г.А. [и др.]**. Теория механизмов и механика машин / под ред. Г.А. Тимофеева. 8-е изд. перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 566 с.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ЕВГРАФОВ Александр Николаевич** — кандидат технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: a.evgrafov@spbstu.ru

**КАРАЗИН Владимир Игоревич** — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: visv05@mail.ru

дата поступления статьи в редакцию: 19.03.2019

## REFERENCES

[1] **M. Ceccarelli (Ed.)**, Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science, History of Mechanism and Machine Science, Springer, 2007.

[2] **M. Ceccarelli (Ed.)**, Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science, History of Mechanism and Machine Science, Springer, 2010. DOI: 10.1007/978-90-481-2346-9.

[3] **M. Ceccarelli (Ed.)**, Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science, History of Mechanism and Machine Science 26, Springer, 2014. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9.

[4] **A. Evgrafov, D. Kozlikin**, Leonid Assur (1878–1920), History of Mechanism and Machine Science. Springer, (2014) 19–40. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_2

[5] **O. Egorova**, Konstantin Frolov (1932–2007), History of Mechanism and Machine Science. Springer, (2014) 63–87. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_5

[6] **A. Golovin, D. Sashchenko**, Leonid Smirnov (1877–1954). In: History of Mechanism and Machine Science. Springer, (2014) 199–230. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_11.

[7] **V. Tarabarin, Z. Tarabarina, D. Chirkina**, Leonid Reshetov (1906–1998), History of Mechanism and Machine Science. Springer, (2014) 263–290. DOI: 10.1007/978-94-017-8947-9\_13.

[8] **A. Golovin, D. Mkrtchyan**, Alexander Yershov (1818–1867), History of Mechanism and Machine Science, Springer, (2007) 135–149.

[9] **A. Golovin, V. Tarabarin, Z. Tarabarina**, Feodor Orlov (1843–1892), History of Mechanism and Machine Science, Springer, (2010) 175–198. DOI: 10.1007/978-90-481-2346-9\_10.

[10] **A.N. Bogolyubov**, Teoriya mekhanizmov i mashin v istoricheskom razvitii yeye idey [Theory of mechanisms and machines in the historical development of its ideas]. M.: Lenand, 2017.

[11] **A.N. Bogolyubov, I.I. Artobolevskiy**. 1905–1977. Sozdatel sovetskoy nauchnoy shkoly teorii mekhanizmov i mashin. (Artobolevsky. 1905–1977. Creator of the Soviet Scientific School of the Mechanisms and Machine Theory.) M.: Izdatelstvo Lenand, 2017.

[12] **A.N. Bogolyubov**, Sovetskaya shkola mekhaniki mashin. M.: Nauka, 1975. (Soviet School of Machine Mechanics)

[13] Mikhail Zakharovich Kolovskiy (1927–2002). Nekrolog, Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin [The obituary. Problems of mechanical engineering and machine reliability], 6 (2002) 119–121.

[14] **V.I. Babitskiy, M.Z. Kolovskiy**. Pamyatnyye zametki s Britanskikh ostrovov. Teoriya mekhanizmov i mashin [Memoirs from the British Isles. Theory of mechanisms and machines], 1 (2003) 78–82.

[15] **A.N. Evgrafov, P.A. Andriyenko**, Vklad uchenykh Sankt-Peterburga XVIII–XIX VEKOV v razvitiye teorii mekhanizmov i mashin [Contribution of St. Petersburg scientists of XVIII–XIX centuries into development of the theory of mechanisms and machines], St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 4 (254) (2016) 126–140.

[16] **B. Grigoryeva**, Peredovoy student. (Advanced student.), Politekhnik, LPI im. M.I. Kalinina, 29 (1103), (1946).

[17] **A.N. Evgrafov, D.P. Kozlikin**, Leonid Vladimirovich Assur, St. Petersburg polytechnic university jour-



nal of engineering science and technology, 4-1 (183) (2013) 405–414.

[18] **M.Z. Kolovskiy**, Nelineynaya teoriya vibrozashchitnykh sistem [Non-linear theory of vibration isolation systems]. M.: Nauka, 1966.

[19] **I.I. Vulfson, M.Z. Kolovskiy**, Nelineynyye zadachi dinamiki mashin. (Non-linear tasks of machine dynamics). M.: Mashinostroyeniye, 1968.

[20] **M.Z. Kolovskiy**, Avtomaticheskoye upravleniye vibrozashchitnymi sistemami [Automatic control of vibration isolation systems]. M.: Nauka, 1976,

[21] **M.Z. Kolovsky**, Nonlinear Dynamics of Active and Passive systems of Vibration Protection. Springer. 1999.

[22] **M.Z. Kolovskiy**, Dinamika mashin [Machine dynamics]. L.: Mashinostroyeniye, 1989.

[23] **V.K. Astashev, V.I. Babitsky, M.Z. Kolovsky**, Dynamics and Control of Machines. Springer, 2000.

[24] **M.Z. Kolovsky**, Teoriya mekhanizmov i mashin. Struktura i kinematika mekhanizmov: Tekst lektsiy [Theory of mechanisms and machines. Structure and kinematics of mechanisms: Text of lectures. SPb.: Gos. tekhn. un-t, 1993.

[25] **M.Z. Kolovsky**, Teoriya mekhanizmov i mashin. Silovoy raschet. Dinamicheskiye kharakteris-

tiki mekhanizmov: Tekst lektsiy [Theory of mechanisms and machines. Force calculation. Dynamic characteristics of mechanisms: Text of lectures]. SPb.: Gos. tekhn. un-t. SPb, 1994.

[26] **M.Z. Kolovsky**, Teoriya mekhanizmov i mashin. Dinamika mashin: Tekst lektsiy [Theory of mechanisms and machines. Machine dynamics: Text of lectures]. SPb.: Gos. tekhn. un-t, 1995.

[27] **L. Euler**, De machinis in genere. Novi Commentarii Academiae Scientiarum Petropol, 1753. T. III.

[28] **M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slouschm**, Advanced Theory of Mechanisms and Machines. 1st ed. Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2000. (Foundations of Engineering Mechanics). DOI: 10.1007/978-3-540-46516-4.

[29] **M.Z. Kolovskiy, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slouschch**, Teoriya mekhanizmov i mashin [Mechanism and machine theory]. 4-ye izd., pererab. M.: Izd. tsentr «Akademiya», 2013. (Ser. Bakalavriat).

[30] **G.A. Timofeyev [i dr.]**, Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin [Mechanism theory and machine mechanics]. Pod red. G.A. Timofeyeva. 8-ye izd. pererab. i dop. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2017.

## THE AUTHORS

**EVGRAFOV Aleksandr N.** – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: a.evgrafov@spbstu.ru

**KARAZIN Vladimir I.** – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: visv05@mail.ru

Received: 19.03.2019

Научное издание

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ВЕДОМОСТИ СПбПУ.  
ЕСТЕСТВЕННЫЕ И ИНЖЕНЕРНЫЕ НАУКИ**

**Том 25, № 2, 2019**

Учредитель — Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Издание зарегистрировано Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства  
в сфере массовых коммуникаций и охраны культурного наследия  
(свидетельство о регистрации СМИ ПИ № ФС77-69285 от 06.04.2017 г.)

Технический секретарь — *О.А. Матенев*

Компьютерная верстка *Е.А. Корнуковой*

Телефон редакции (812) 294-22-86

E-mail: [ntv-nauka@spbstu.ru](mailto:ntv-nauka@spbstu.ru)

---

Подписано в печать 24.06.2019. Формат 60×84/8. Печать цифровая.  
Усл. печ. л. 24,0. Тираж 1000. Заказ 18007b.

---

Отпечатано с оригинал-макета,  
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.  
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.  
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.



**УСЛОВИЯ ПУБЛИКАЦИИ СТАТЕЙ**  
**в журнале «Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки»**

**1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ**

Журнал «Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки» является периодическим печатным научным рецензируемым изданием:

зарегистрирован в Федеральной службе по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия (Свидетельство о регистрации СМИ от 06.04.2017 ПИ № ФС 77-69285) и распространяется по подписке через объединенный каталог «Пресса России» (индекс 18390);

имеет международный стандартный номер сериального периодического издания (ISSN 2542-1239);

внесен Высшей аттестационной комиссией Минобрнауки РФ в Перечень периодических научных и научно-технических изданий, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора наук и кандидата наук;

с 2009 г. входит в национальную информационно-аналитическую систему «Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)»;

сведения о публикациях представлены в Реферативном журнале ВИНИТИ РАН и включены в фонд научно-технической литературы (НТЛ) ВИНИТИ РАН, в международную библиографическую и реферативную базу данных ProQuest, международную наукометрическую базу Index Copernicus, Google Scholar, международную систему по периодическим изданиям «Ulrich's Periodicals Directory», представлены на платформе Web of Science в виде отдельной базы данных Russian Science Citation Index (RSCI), EBSCO, CNKI.

Журнал публикует результаты работ в следующих областях науки и техники: энергетика, электротехника, материаловедение, металлургия.

Редакция журнала соблюдает права интеллектуальной собственности и со всеми авторами научных статей заключает издательский лицензионный договор.

Публикация материалов, в том числе соискателей ученых степеней, осуществляется бесплатно.

**2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРЕДСТАВЛЯЕМЫМ МАТЕРИАЛАМ**

**2.1. Представление материалов**

В статье должны быть кратко изложены новые и оригинальные результаты исследований, полученные авторами; следует избегать повторов, излишних подробностей и известных положений, подробных выводов формул и уравнений (приводить лишь окончательные формулы, пояснив, как они получены).

При написании оригинальной научной статьи и оформлении рукописи авторы должны придерживаться следующих правил.

Статья должна представлять собой описание выполненных исследований с указанием их места в соответствующей области наук и обсуждением значения выполненной работы. Рукопись должна содержать достаточное количество информации и ссылок на общедоступные источники для того, чтобы работа могла быть повторена независимо от авторов.

Название статьи должно быть кратким, но информативным. Обращаем внимание на то, что журнал издается как на русском, так и на английском языке. В связи с этим не следует использовать аббревиатуру в названии статьи.

Аннотация должна давать читателю сжатую информацию о содержании статьи, быть информативной и отражать не только основные цели статьи, но и главные результаты и выводы работы. Аннотация не является частью текста и сама по себе должна быть законченным описанием.

Ключевые слова должны отражать основную проблематику статьи; они приводятся на русском языке для русской и на английском для англоязычной версии статьи. Количество ключевых слов – не менее трех и не более семи.

Адрес для корреспонденции должен содержать фамилию автора для корреспонденции (не обязательно первого автора), его полный почтовый адрес, телефон, факс, e-mail.

При необходимости Редакция может потребовать представления Акта экспертизы.

Представление всех материалов осуществляется в электронном виде через личный кабинет ЭЛЕКТРОННОЙ РЕДАКЦИИ по адресу: <http://journals.spbstu.ru>

Статьи подаются в формате .docx (MS Word 2007–2010). Файл статьи, подаваемый через электронную редакцию, должен содержать только сам текст, без названия, списка литературы, фамилий и данных авторов. Список литературы, название статьи, вся информация об авторах задаются при подаче через электронную редакцию в отдельных полях. В тексте статьи должны быть ссылки на все источники из списка литературы. Порядковый номер источника в тексте статьи указывается в квадратных скобках.

**2.2. Оформление материалов**

2.2.1. Объем статей, как правило, 15–20 страниц формата А-4. Количество рисунков и фотографий (в том числе цветных) не должно превышать 4, таблиц – 3.

2.2.2. Число авторов – не более трех от одной организации и не более пяти от разных организаций. Статья должна быть подписана всеми авторами. Авторами являются лица, принимавшие участие во всей работе или ее главных разделах. Лица, участвовавшие в работе частично, указываются в сносках.

2.2.3. Статья должна содержать следующие разделы:

номер УДК в соответствии с классификатором;

фамилии авторов на русском и английском языках;

название на русском и английском языках;

аннотации – не менее 100 слов на русском и английском языках;

ключевые слова – не менее 3 и не более 7 на русском и английском языках;

введение (актуальность, краткое обоснование существующей проблемы) – 1,0–1,5 стр.;

цель работы (краткая четкая формулировка поставленной задачи);

методика проведения исследований и расчетов, включая краткую информацию об использованных приборах, методах и точности экспериментальных измерений и теоретических расчетов и т. д.