

ISSN 1816-210X

ТРУДЫ НГТУ

ИМ. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА

Нижний Новгород

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

ТРУДЫ НГТУ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА

Журнал издается с 2010 года

№ 1 (128)

Нижний Новгород 2020

УДК 050(06)
ББК 9я54
Т 78

Т 78 Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2020. №1(128).
– 149 с.

Выходит 4 раза в год

Журнал включен ВАК при Минобрнауки России

в «Перечень рецензируемых научных изданий», в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук» по специальностям: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины; 05.13.01 – Системный анализ, управление и обработка информации; 05.13.17 – Теоретические основы информатики; 05.14.02 – Электрические станции и электроэнергетические системы; 05.14.03 – Ядерные энергетические установки, включая проектирование и вывод из эксплуатации

Главный редактор А.А. Куркин

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Члены редколлегии: Н.Ю. Бабанов, В.В. Беляков, Г.Я. Вагин, В.А. Горбунов, С.М. Дмитриев, Г.О. Котиев, В.В. Кондратьев, А.Л. Куликов, В.Н. Ланцов, М.А. Легчанов, А.Б. Лоскутов, В.С. Макаров, В.Н. Наумов, Н.А. Прибатурин, В.П. Хранилов, А.Е. Хробостов

В.П. Хранилов – ответственный секретарь рубрики
«Информатика и управление в технических и социальных системах»
М.А. Легчанов – ответственный секретарь рубрики «Энергетические системы и комплексы»
В.С. Макаров – ответственный секретарь рубрики
«Машиностроение и транспорт: теория, технологии, производство»

В.И. Казакова (ответственный редактор)
А.В. Крылова (выпускающий редактор)

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Сергей Михайлович Дмитриев
(д.т.н., проф., ректор НГТУ им. Р.Е. Алексеева)

ЧЛЕНЫ РЕДАКЦИОННОГО СОВЕТА

Пелиновский Дмитрий Ефимович	PhD, проф. математики, Университет Мак Мастер, Гамильтон, Онтарио, Канада
Палкович Ласло	Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия
Варлаки Петер	Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия
Виджай Кумар Чакка	PhD, проф., Университет Шив Надар, Индия
Ялчинер Ахмет	д., проф., METU, директор OERC, Турция

УЧРЕДИТЕЛЬ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»
(603950, Нижегородская обл., г. Нижний Новгород, ул. Минина, д. 24)

Электронная версия журнала:
<http://www.nntu.ru/content/trudy/>

*Свидетельство о регистрации
периодического печатного издания:*
ПИ № ФС 77-56417

УДК 050(06)
ББК 9я54

© Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2020

**MINISTRY OF SCIENCE EDUCATION AND OF THE RUSSIAN FEDERATION
FEDERAL STATE BUDGETARY EDUCATIONAL INSTITUTION
OF HIGHER EDUCATION
NIZHNY NOVGOROD STATE TECHNICAL UNIVERSITY
n.a. R.E. ALEKSEEV**

**TRANSACTIONS
of NNSTU n.a. R.E. ALEKSEEV**

Published since 2010

№ 1 (128)

Nizhny Novgorod 2020

The journal is issued 4 times a year

The journal is included in HAC Ministry of Education and Science
in the «List of peer-reviewed scientific publications where must be published basic scientific results of dissertations on competition of a scientific degree of Candidate of Science, on competition of a scientific degree of Doctor of Science» in specialties: 05.05.03 – Wheeled and tracked vehicles;
05.13.01 – System analysis, management and information processing;
05.13.17 – Theoretical foundations of computer science;
05.14.02 – Electric power stations and electric power systems;
05.14.03 – Nuclear power plants, including design and decommissioning

Editor-in-Chief A.A. Kurkin

EDITORIAL BOARD

Members of Editorial Board: N.Yu. Babanov, V.V. Belyakov, G.Ya. Vagin, V.A. Gorbunov, S.M. Dmitriev G.O. Kotiev, V.V. Kondratiev, A.L. Kulikov, M.A. Legchanov, V.N. Lantsov, A.B. Loskutov, V.S. Makarov, V.N. Naumov, N.A. Pribaturin, V.P. Khranilov, A.Ye. Khrobostov

V.P. Khranilov – Executive Secretary of the Section «Informatics and Management in Technical and Social Systems»
M.A. Legchanov – Executive Secretary of the Section «Energy Systems and Complexes»
V.S. Makarov – Executive Secretary of the Section «Mechanical Engineering and Transport»

V.I. Kazakova (Executive Editor)
A.V. Krylova (Commissioning Editor)

EDITORIAL COUNCIL

Chairman

S.M. Dmitriev
NNSTU Rector (Nizhny Novgorod, Russia)

Members of Editorial Council

Pelinovski Dmitri

PhD, Doctor of Mathematical Science, Professor
McMaster University (Ontario, Canada)

László Palkovics

The Széchenyi István University (Győr, Hungary)

Péter Várlaki

The Széchenyi István University (Győr, Hungary)

Vijay Kumar Chakka

PhD, Doctor of Philosophical Science, Professor
Shiv Nadar University (India)

Yalciner Akhmet

Professor, Head of Ocean Engineering Research Center
of Middle East Technical University (Turkey)

*The certificate on registration of periodic printed editions:
ПН № ФС 77-56417*

СОДЕРЖАНИЕ

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ	9
Гаврилова Т.И., Поселенов Е.Н., Чиркова М.М. Обоснование информационных составляющих для принятия решения при управлении движением судна в сложных условиях плавания	9
Тимофеева О.П., Неимущев С.А., Неимущева Л.И., Тихонов И.А. Распознавание эмоций по изображению лица на основе глубоких нейронных сетей	16
Шагалова П.А., Ерофеева А.Д., Орлова М.М., Чистякова Ю.С., Соколова Э.С. Исследование алгоритмов предобработки изображений для повышения эффективности распознавания медицинских снимков	25
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ	33
Андреев В.В., Саяев А.В., Усынина С.Г., Бронников С.В. Моделирование бенчмарк-эксперимента Iron 88 с использованием программ на основе метода Монте-Карло	33
Балуев Д.Е., Диденко Д.В., Никаноров О.Л., Рогожкин С.А., Шепелев С.Ф. Исследования шарового обратного клапана в составе стенда	45
Ершова М.И., Шилов А.В., Солнцев Д.Н. Расчетное исследование гидродинамики потока теплоносителя в раздающем коллекторе	53
Козин А.В., Лапшин Д.А., Панов В.А., Пахомов В.А., Легчанов М.А. Определение параметров математической модели накопления повреждений в конструкционных материалах оборудования ЯЭУ	63
Третьяков Е.А., Малышева Н.Н. Управление спросом со стороны активных потребителей в интеллектуальных электроэнергетических системах	75
Треушников М.В., Рязанов Р.Р., Соборнов А.Е., Мамаев А.В., Котин А.В. Расчетно-экспериментальное исследование магнитных фильтров на постоянных магнитах применительно к контурам водо-водяных РУ	86
МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО	96
Багичев С.А., Орлов Л.Н., Тумасов А.В. Расчетная оценка пассивной безопасности наземного транспортного средства с внесенными в его конструкцию изменениями	96
Бутин Д.А., Беляков В.В. Частотный метод оценки курсовой устойчивости многомассовой имитационной модели автомобиля	105
Вахидов У.Ш., Ерасов И.А., Мокеров Д.С., Молев Ю.И. Методика выбора рациональных параметров роторно-винтового движителя, обеспечивающих минимальный уровень шума при движении по льду	113
Жилейкин М.М., Горелов В.А., Скотников Г.И. Метод повышения устойчивости автотопоездов при экстренном торможении в повороте в случае отказа тормозной системы прицепных звеньев	122

Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Определение механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы высокоподвижных колесных машин	131
НАШИ АВТОРЫ	142

CONTENTS

INFORMATICS AND MANAGEMENT IN TECHNICAL AND SOCIAL SYSTEMS	9
Gavrilova T.I., Poselenov E.N., Chirkova M.M. Justification of the information components to control the movement of the ship in difficult sailing conditions	9
Timofeeva O.P., Neimushchev S.A., Neimushcheva L.I., Tikhonov I.A. Facial emotion recognition using deep neural networks	16
Shagalova P.A., Erofeeva A.D., Orlova M.M., Chistyakova Yu.S., Sokolova E.S. Research of application of imaging preprocessing algorithms for improving efficiency of recognition of medical pictures	25
ENERGY SYSTEMS AND COMPLEXES	33
Andreev V.V., Salyaev A.V., Usynina S.G., Bronnikov S.V. Modelling the benchmark experiment Iron 88 with use of programs on the basis of method Monte-Carlo	33
Baluev D.E., Didenko D.V., Nikanorov O.L., Rogozhkin S.A., Shepelev S.F. Studies of a check valve with a ball locking element as a part of the test facility	45
Ershova M.I., Shilov A.V., Solntsev D.N. Calculated study of hydrodynamics of the heat flow in the distributing collector	53
Kozin A., Lapshin D., Panov V., Pakhomov V., Legchanov M. Definition of parameters for mathematical model of the accumulated damage in structural materials of NPP equipment	63
Tretyakov E.A., Malysheva N.N. Managing demand from active consumers in smart power systems	75
Treushnikov M.V., Riazapov R.R., Sobornov A.E., Mamaev A.V., Kotin A.V. Calculation and experimental study of magnetic filters on permanent magnets applicable to pressurized water reactor	86
MECHANICAL AND TRANSPORT: THEORY, TECHNOLOGY, PRODUCTION	96
Bagichev S.A., Orlov L.N., Tumasov A.V. Calculative assessment of passive safety of a ground vehicle with changes to its design	96
Butin D.A., Belyakov V.V. Frequency method for estimating the course stability of a multi-mass simulation model of a car	105
Vakhidov U.Sh., Erasov I.A., Molev Yu.I., Mokerov D.S. Method for selecting rational parameters of a rotor-screw mover that provide a minimum noise level when driving on ice ..	113
Zhileykin M.M., Gorelov V.A., Skotnikov G.I. The method of increasing the stability of trailer-trucks in case of emergency braking in a turn at emergency failure of the trailer brake system	122

Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Deceleration selection for high-mobility wheeled vehicles with auxiliary brake systems	131
AUTHORS	142

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

УДК 681.518:004.942

Т.И. Гаврилова, Е.Н. Поселенов, М.М. Чиркова

ОБОСНОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ДЛЯ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЯ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ДВИЖЕНИЕМ СУДНА В СЛОЖНЫХ УСЛОВИЯХ ПЛАВАНИЯ

Волжский государственный университет водного транспорта

Рассматривается возможность повышения надежности прохождения водоизмещающим судном внутреннего плавания сложных участков судового хода за счет повышения информационного обеспечения рулевого и повышения скорости работы приводов рулевого органа. Представлен анализ (на примере прохода судами пролетов моста) недостаточности информации при принятии решения о возможности безопасного прохода проблемного участка пути как возможной причины аварии.

Ключевые слова: управляемость судов, информационное обеспечение, управление подвижными объектами.

Введение

Несмотря на большое количество исследований по анализу путей повышения безопасности движения судов в пролете мостов [1-3], количество навалов на опоры мостов и инцидентов с посадкой судна на мель при проходе мелководья не уменьшается. Причиной обозначают состояние оборудования или внешней среды, иногда в качестве таковой указывают человеческий фактор.

Целью настоящей работы является анализ (на примере прохода судами пролетов моста) недостаточности информации при принятии решения о возможности безопасного прохода проблемного участка пути как возможной причины аварии. Для этого рассматривается задача перевода объекта из т. A в т. B , где т. A – место принятия решения о подготовке к выводу объекта на проблемный участок пути, т. B – начало проблемного участка (рис. 1). Управление движением судна по траектории подхода к проблемному участку пути должно удовлетворять условию: для любого x должно выполняться $y_1(x) > y(x(t)) > y_2(x)$, где текущие значения координат центра тяжести судна (x, y) рассчитываются по данным (r_1, r_2) радиобуев, которые размещаются на опорах моста. Минимум и максимум функций $x(t)$, $y(x)$ определяются конструктивными параметрами судна, начальными значениями координат состояния и состоянием внешней среды. По данным о расстояниях r_1, r_2 , полученных от радиобуев, можно рассчитывать координаты $x(t)$ и $y(x(t))$ и определять текущее положение судна относительно начала проблемного участка.

В момент принятия решения о подготовке к проходу проблемного участка (т. A) расстояние до точки B переводится в количество длин судна ($n = x_n/L_c$), а отклонение от оси судового хода на проблемном участке пути $y_n(x)$ в количество $m = y_n/(H/2)$. Координаты состояния φ_n и ω_n могут принимать любые значения. В точке B управление и координаты $x_k, y_k, \varphi_k, \omega_k$ должны удовлетворять условиям $U(t) = 0 \pm \delta U$, $x_k = 0 \pm \delta x$, $y_k = 0 \pm \delta y$, $\varphi_k = 0 \pm \delta \varphi$, $\omega_k = 0 \pm \delta \omega$, где $U(t)$ – управление (угол перекаладки рулевых органов), $\delta U, \delta x, \delta y, \delta \varphi, \delta \omega$ – погрешности измерения координат.

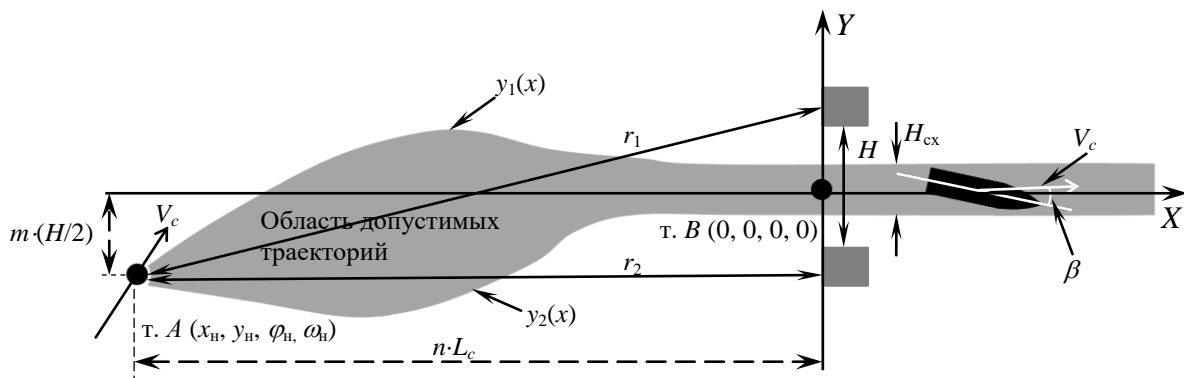


Рис. 1. Перевод объекта из т. А в т. В

H – ширина пролета моста, H_{cx} – необходимая ширина судового хода, которая зависит от ширины судна и угла дрейфа β (угол между диаметральной плоскостью судна и вектором скорости движения V_c), φ – курсовой угол, $\omega = d\varphi(t)/dt$

Динамика управляемых объектов

Повышение качества процесса управления техническими устройствами невозможно без детального изучения их свойств, некоторые из которых необходимо учитывать при разработке алгоритма управления, в частности, для управления движением судна по траектории (при использовании авторулевого) или учитывать штурману при управлении судном в сложных условиях плавания.

Теоретические исследования показали, а натурные эксперименты с речными водоизмещающими судами подтвердили, что суда являются нелинейными объектами, динамика которых существенно зависит от состояния внешней среды. У рассматриваемого класса объектов неоднозначны не только собственные, но и вынужденные движения, как установившиеся состояния, так и переходные процессы. Этим обуславливается появление некоторых особенностей при реакции судна на изменение управления. Эти особенности можно разделить на два класса – внешние и внутренние. Под внешними будем понимать вид статической характеристики объекта $\omega = f(U)$, рис. 2, а именно: 1) количество и расположение неустойчивых ветвей характеристики управляемости от т. A_+ до т. A_- ; 2), критические значения управлений U_k , при которых происходит срыв с одной устойчивой ветви на другую; 3) управление U^* , соответствующее нулевому значению координаты состояния ω . Под внутренними (скрытыми) свойствами объекта будем понимать его способность при некоторых сочетаниях управления и координат состояния проявлять не характерные для него особенности: временный эффект пониженной и обратной управляемости [4-7]. Когда объект управления является подвижным, то неквалифицированное управление (что возможно из-за недостаточной информированности) может потребовать лишних затрат энергии и быть небезопасным. Кроме того, существующие средства отображения текущей информации недостаточно информативны. Предсказание же состояния объекта, хотя бы на несколько секунд, малодостоверно, так как структура и параметры математической модели зависят от внешней среды и требуют непрерывного контроля и настройки.

Наиболее сильное влияние на показатели процесса движения судна оказывают следующие аспекты.

1. Отсутствие знаний о существовании динамических особенностей водоизмещающих судов с нелинейной характеристикой управляемости в области малых управлений. В частности, информация о том, что при изменении внешней среды (F) меняется вид характеристики $\omega(U)$ и, соответственно, U_k , меняются величины ΔU и управление U^* , необ-

ходимое для поддержания $\varphi(t)$, $\omega(t)$, $\beta(t)$ на уровне $\varphi(t)=0\pm\delta\varphi$, $\omega(t)=0\pm\delta\omega$, $\beta(t)=0\pm\delta\beta$, (рис. 2).

2. Отсутствие или поступление с недостаточной точностью данных о текущем месторасположении центра тяжести судна – $x(t)$, $y(x)$.

В качестве примера на рис. 2, а представлены характеристики управляемости $\omega(U)$ двух судов, проход которых через опоры моста моделируется в данной работе. Нефтеналивное судно проекта 558 (А – глубокая вода, В – мелководье) и пассажирское судно проекта 588 (D – глубокая вода, С – мелководье), характеристики построены по результатам натурных испытаний. Конструктивные показатели судна проекта 558: длина L – 132.6 м, ширина B – 16.9 м, осадка T – 3.58 м, коэффициент полноты корпуса – 0.845. Конструктивные показатели судна проекта 588: длина L – 95.8 м, ширина B – 14.3 м, осадка T – 2.5 м, коэффициент полноты корпуса – 0.45.

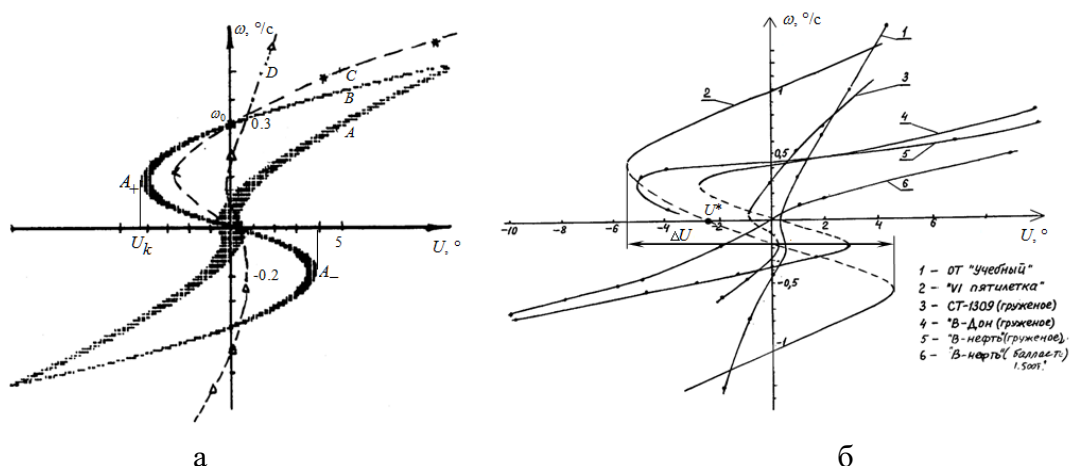


Рис. 2. Характеристики управляемости судов разных проектов при разной глубине фарватера

а – характеристики судов, проход которых через проблемные участки моделируется в данной работе,
б – характеристики аналогичных судов (из результатов натурных испытаний)

Зависимости $\beta(U)$ носят аналогичный характер.

Минимально возможное для конкретного проекта судна значение угловой скорости поворота (ω_{min}) при максимально переложеном руле (R_{max} , что зависит от состояния внешней среды) определит размер области возможного его возврата с целью повторной попытки перехода в т. В. Данные о величинах ω_{min} , R_{max} должны оцениваться и храниться в базе данных о динамических особенностях судна и непрерывно корректироваться в процессе его эксплуатации.

На рис. 2, б ΔU – область управлений, при которых объект, при одном и том же U , может находиться в 3-х различных состояниях, одно из которых является неустойчивым типа седла. При $U=U^*$ это неустойчивое состояние имеет координаты $\omega=0\pm\delta\omega$, $\beta=0\pm\delta\beta$ и объект, приведенный в это состояние при проходе прямолинейного участка пути, пройдет его значительно быстрее за счет уменьшения рысканья и ему потребуется меньшая ширина судового хода ($H_{сх}$). Задача управления – привести объект в т. В так, чтобы в момент подхода к опорам моста $U=U^*$, а координаты состояния и скорости их изменения были близки к нулевым значениям: $y(x)=0\pm\delta y$, $\omega=0\pm\delta\omega$, $\beta=0\pm\delta\beta$. Величина $U^*=var(F)$, определяется состоянием внешней среды – силой и направлением ветра и волны. Значение ΔU зависит от глубины фарватера. При автоматическом управлении движением судна алгоритм поиска U^* достаточно сложный.

Изменение характеристик управляемости и, как следствие, величины U^* влечет за собой непредсказуемые изменения траектории судна. Поэтому крайне важной для принятия решения об управлении судном при проходе проблемных участков является ин-

формация об отклонении реальной траектории судна от области допустимых траекторий (рис. 1), и возможность непрерывной визуализации процесса движения для упрощения задачи судоводителя.

Моделирование прохода судном пролетов моста

Вид и показатели траекторий судна получены по результатам компьютерного моделирования. Для моделирования использовалась классическая модель [8, 9]. Оценки коэффициентов математической модели получены из результатов обработки данных натуральных испытаний нефтеналивного судна проекта 558, и пассажирского проекта 588.

Натурные эксперименты, проводимые ранее для оценки динамики речных водоизмещающих судов и коэффициентов математической модели, показали, что опытный судоводитель, при внимательном наблюдении за движением судна, может вести его по траектории с достаточно высокой степенью точности ($\varphi(t)$ в пределах $0.4 \div 0.6^\circ$, $\omega(t) - 0.02 \div 0.03^\circ/\text{с}$ и $\Delta Y \approx 1-2\text{м}$), делая, в некоторых ситуациях, до 20 и более переключений руля в минуту в зависимости от проекта судна и внешней обстановки. Но такое управление требует большого психофизиологического напряжения. При небрежном управлении неустойчивым на курсе судном или при недостаточной информации (m и n) падает точность удержания судна на заданном направлении, увеличиваются отклонения от заданной траектории, диапазон изменения угла дрейфа, величина $H_{\text{сх}}$, и, как следствие этого, растут экономические затраты и вероятность аварий.

По результатам моделирования проводился анализ траекторий судов при проходе опор трех мостов, расположенных аналогично мостам в районе г. Нижний Новгород (р. Волга) по причине, изложенной в [10]. Ширина между опорами первого и второго мостов $H=80$ м, расстояние между мостами 100 м. Скорость движения судна – 2 м/с, время наблюдения – 360 с. На основании анализа были выявлены факторы (p_i), влияющие на показатели траектории: соотношение n/m в момент принятия решения (т. А), скорость переключения рулевых органов (da/dt , $^\circ/\text{сек}$) – скорость реакции на изменение управления $U(t)$, допустимая точность отклонения центра тяжести судна от оси судового хода при проходе проблемного участка ($Y_{\text{доп}}$, м), учитываемая при формировании управления. При оценке движения судна по проблемному участку пути оценивались показатели ΔY_{max} , β_{max} , $H_{\text{сх}}$.

Результаты моделирования для некоторых ситуаций представлены на рис. 3, 4.

Для сравнения на рис. 5 представлены осциллограммы и траектория судна проекта 558 при идеальных условиях и рис. 6 при боковом ветре.

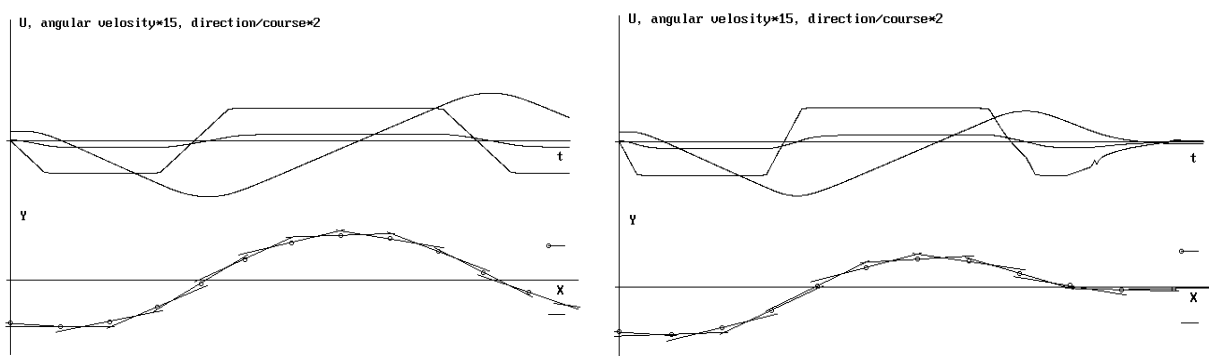


Рис. 3. Результаты моделирования прохода сложного участка, нефтеналивное судно проекта 558

а) Факторы $n/m = -4$, $da/dt = 2^\circ/\text{с}$, $Y_{\text{доп}} = 1\text{м}$
Показатели $\Delta Y_{\text{max}} = 23\text{м}$, $\beta_{\text{max}} = 13^\circ$, $H_{\text{сх}} = 46\text{м}$

б) Факторы $n/m = -4$, $da/dt = 4^\circ/\text{с}$, $Y_{\text{доп}} = 1\text{м}$
Показатели $\Delta Y_{\text{max}} = 2\text{м}$, $\beta_{\text{max}} = 1^\circ$, $H_{\text{сх}} = 19\text{м}$

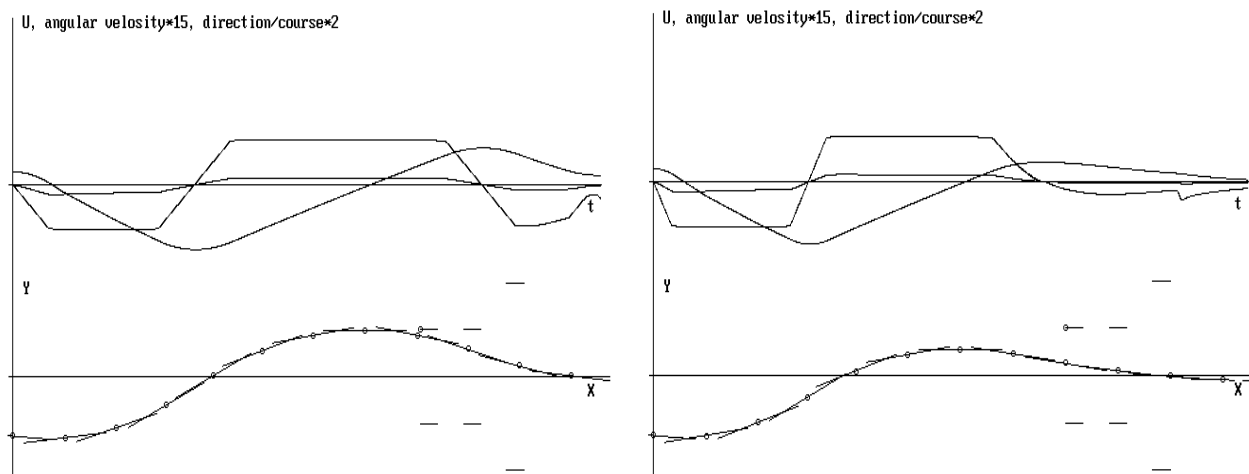


Рис. 4. Результаты моделирования прохода сложного участка, пассажирское судно проекта 588

- а) Факторы $n/m = -4$, $d\alpha/dt = 2^\circ/c$, $Y_{доп} = 1\text{ м}$ б) Факторы $n/m = -4$, $d\alpha/dt = 4^\circ/c$, $Y_{доп} = 1\text{ м}$
 Показатели $\Delta Y_{\max} = 34\text{ м}$, $\beta_{\max} = 14^\circ$, $H_{сх} = 38\text{ м}$ Показатели $\Delta Y_{\max} = 10\text{ м}$, $\beta_{\max} = 7^\circ$, $H_{сх} = 26\text{ м}$

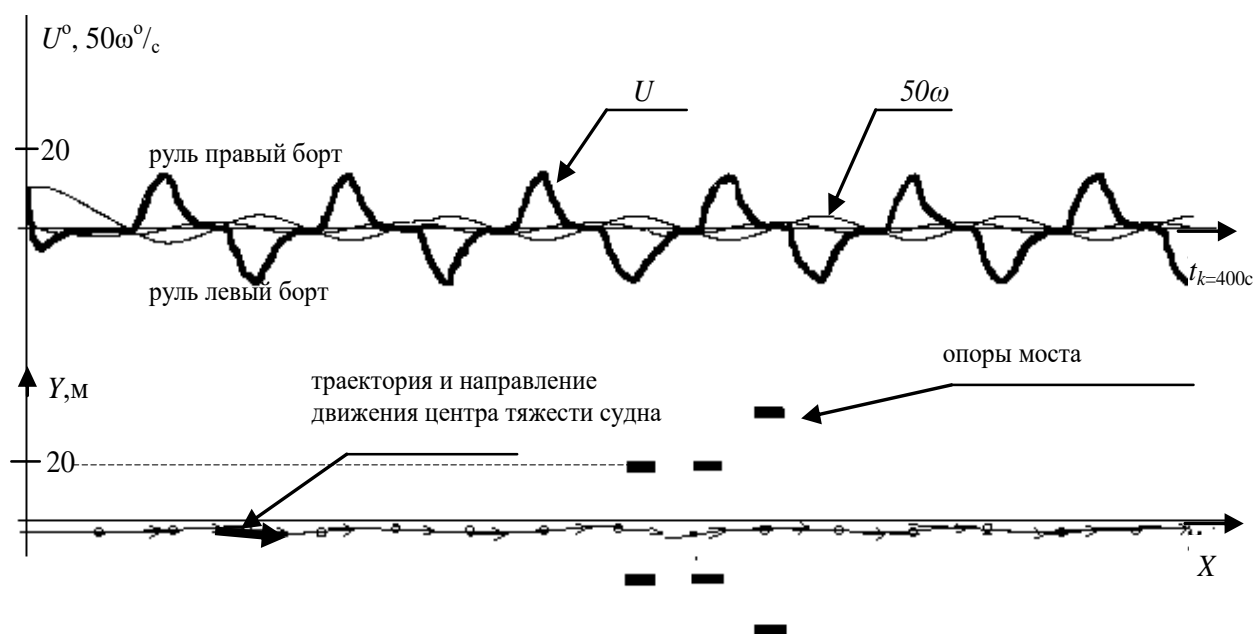


Рис. 5. Траектория центра тяжести судна при спокойных внешних условиях

Параметры траектории: $\Delta Y_{\max} = 6\text{ м}$, $\beta_{\max} = 3^\circ$, максимальное значение ширины судового хода $H_{сх} = 25\text{ м}$, $U_{\max} \sim 8^\circ$, пройденный путь $S_{п} = 788\text{ м}$ при максимально возможном $S_0 = 800\text{ м}$.

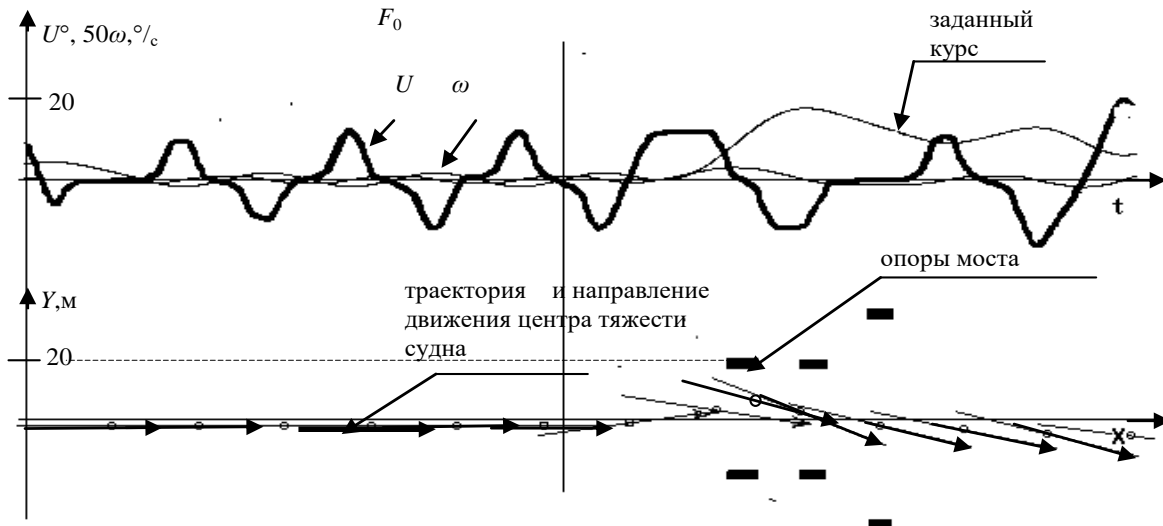


Рис. 6. Траектория судна при боковом ветре, возникшем при проходе пролетов моста

Параметры траектории: $\Delta Y_{\max} \approx 20$ м, $H_{\text{сх}} \approx 50$ м, $U_{\max} \approx 15^\circ$, $S_{\text{п}} = 781$ м.

Анализ результатов моделирования (рис. 7) позволяет предложить некоторые пути решения поставленной задачи повышения безопасности движения судов по проблемным участкам пути и сделать следующие выводы.

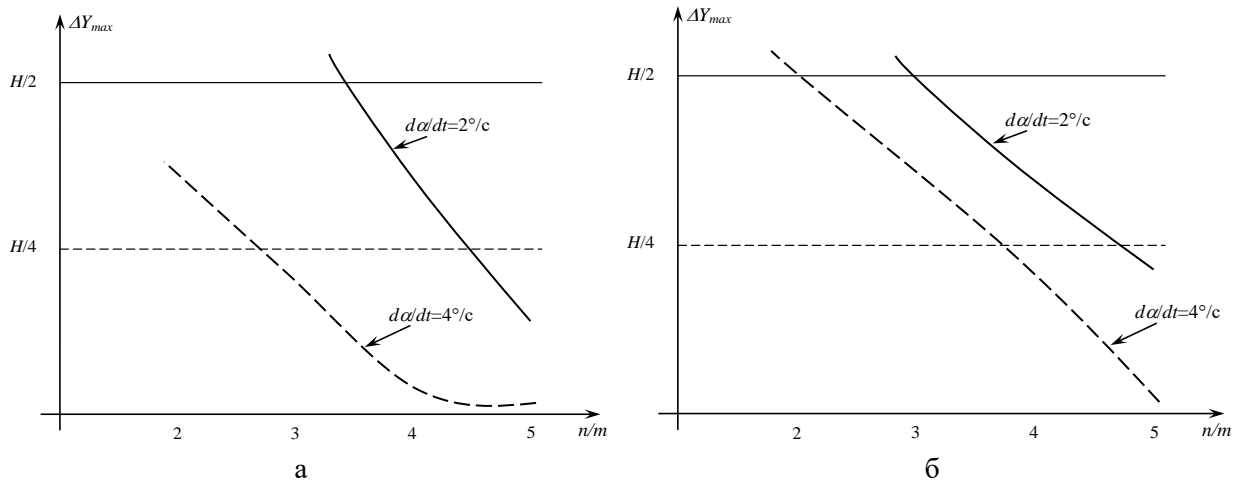


Рис. 7. Зависимость ΔY_{\max} от соотношения n/m при разной скорости перекадки руля:
а – нефтеналивное судно проекта 558, б – пассажирское судно проекта 588

Выводы

Наиболее значимыми факторами являются: соотношение n/m и скорость работы рулевого привода da/dt (рис. 7).

Повышение надежности прохождения узостей возможно за счет:

- расширения информационного обеспечения рулевого/авторулевого: использовать радиометки, РЛС, эхолоты, датчики курса, угловой скорости и ускорения, угла дрейфа, скорости ветра и течения для более точной оценки координат судна, в частности, оценки отклонения его центра тяжести (ΔY) от оси судового хода и оценки соотношения n/m в момент принятия решения о движении к проблемному участку;
- повышения скорости работы привода рулевых органов (da/dt);
- дублирования информации о факторах, влияющих на процесс движения по заданной траектории датчиками разной физической природы.

Библиографический список

1. Авария на морских (речных) судах // Revolution – Allbest. [Электронный ресурс] / Режим доступа: https://revolution.allbest.ru/life/00306009_0.html, свободный (26.08.2019).
2. **Зайков, В.И.** Повышение безопасности при движении судов под мостами / В.И. Зайков, М.А. Колосов // Транспорт Российской Федерации. – 2006. – № 5. – С. 39-40.
3. **Груздев, Н.М.** Классификация, статистика и основные причины морских происшествий / Н.М. Груздев. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://podlodka.info/education/23-analysis-of-navigational-information/259-classification-of-statistics-and-main-causes-of-marine-accidents.html?showall=1> (26.08.2019).
4. **Чернышов, А.В.** Особенности динамики и алгоритмы управления состоянием объектов / А.В. Чернышов, М.М. Чиркова // Известия РАН. Теория и системы управления. – 2003. – №4. – С. 153-158.
5. **Чиркова, М.М.** Разработка методов идентификации и управления движением неустойчивого на курсе объекта со скрытыми динамическими особенностями / Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. – Н. Новгород, 1998.
6. **Гаврилова, Т.И.** О критериях управляемости подвижных объектов / Т.И. Гаврилова, М.М. Чиркова // Вестник ННГУ им. Н.И. Лобачевского. Серия: Математическое моделирование и оптимальное управление. – 2006. – Вып. 3 (32). – С. 127-132.
7. **Чиркова, М.М.** Выбор критерия для параметрической оптимизации алгоритма управления объектом в условиях быстроменяющейся внешней среды / М.М. Чиркова, Е.Н. Поселенов // Журнал университета водных коммуникаций. – 2012. – (13). – С. 132-136.
8. **Войткунский, Я.И.** Управляемость водоизмещающих судов: Справочник по теории корабля / Я.И. Войткунский. – Л.: Судостроение, 1985. – Т. 3. – С. 544.
9. **Басин, А.М.** Ходкость и управляемость судов / А.М. Басин – М.: Транспорт, 1961. – 175 с.
10. Строительство Нижегородского низконапорного гидроузла [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://mintrans.government-nnov.ru/?id=96650> (26.08.2019).

*Дата поступления
в редакцию: 02.02.2020*

T.I. Gavrilova, E.N. Poselenov, M.M. Chirkova

**JUSTIFICATION OF THE INFORMATION COMPONENTS
TO CONTROL THE MOVEMENT OF THE SHIP
IN DIFFICULT SAILING CONDITIONS**

Volga State University of Water Transport

Findings: Possibility of increase of reliability of passage of difficult sites of a way by the vessel by increasing the information support of the navigator and increase in speed of movement of a rudder is considered.

Purpose: To reduce the number of accidents in difficult ship traffic conditions.

The problem solution: Possibility of increase of reliability of passage of difficult sites of a way of the vessel by increasing the information support of the navigator and increase in speed of movement of a rudder is considered.

Despite the large number of publications with the analysis and proposals «How to increase the safety of ships during the passage of shallow water crossings and bridge spans», the number of strikes on the bridge support and accidents with the sinking of ships during the passage of shallow waters does not decrease. Usually, the cause of any accident is sought in equipment or the environment and sometimes the human factor may be cause of accident. The purpose of this work is to show, using the example ship traffic under the bridge, that the lack of information in deciding whether a problem section of the track can be safely passed may also be related to these causes. For this purpose, the task of moving the object from point A to B is considered, where A is the place where the decision is made to prepare the object for the problem section of the route, B is the beginning of the problem section.

Key words: controllability of vessels, information support, traffic control of vessel, dynamics of controlled objects.

УДК 004.032.26

О.П. Тимофеева, С.А. Неимушев, Л.И. Неимущева, И.А. Тихонов

РАСПОЗНАВАНИЕ ЭМОЦИЙ ПО ИЗОБРАЖЕНИЮ ЛИЦА НА ОСНОВЕ ГЛУБОКИХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассматривается задача распознавания эмоций по изображению лица, полученному из видеопотока. Подход к решению основан на применении глубоких нейронных сетей. Приведен набор данных, используемый для обучения сети, его характеристики и распределение данных по классам эмоций. Описаны две модели сверточной нейронной сети: классическая сверточная нейронная сеть, построенная для данной задачи; сверточная нейронная сеть, улучшенная посредством механизмов регуляризации. На основе полученных результатов обучения сетей проведен сравнительный анализ точности классификации. Описан процесс распознавания эмоций на произвольных данных, не относящихся к рассматриваемому набору данных.

Ключевые слова: распознавание эмоций, классификация, машинное обучение, глубокое обучение, сверточные нейронные сети, регуляризация.

Введение

Изучением эмоций и их проявления ученые занимаются достаточно давно. Ведь эмоции являются неизбежной частью любой межличностной коммуникации, выражают отношение человека к окружающему миру, сложившейся вокруг него ситуации, к самому себе. Вместе с тем, в последнее время потребность в выявлении человеческих эмоций еще более возросла. В первую очередь, это связано с расширением сферы применения задачи распознавания эмоций. В настоящее время это и мониторинг состояния водителя за рулем, и системы видео аналитики «умного города», и маркетинговые исследования, и системы безопасности.

Эмоции могут быть выражены разными способами: мимикой, голосом, поведением, реакциями систем организма [1]. Наибольший интерес из них представляет распознавание эмоций человека по выражению его лица. Эта задача является достаточно популярной в настоящее время по ряду причин: такие изображения несложно получить, они содержат много полезной информации для распознавания эмоций, собрать большой набор данных в виде изображений лиц достаточно легко (по сравнению с другим материалом для распознавания: речью или образцами почерка).

Данная работа посвящена задаче распознавания эмоций по изображению лица человека. Для полного цикла исследования – формирования набора данных, создания, обучения и тестирования моделей использовался язык Python как один из наиболее популярных языков для решения задач в области анализа данных и машинного обучения.

Набор данных

В качестве набора данных для обучения глубоких сетей был выбран Facial Expression Recognition 2013 (FER2013), который был представлен на конференции International Conference on Machine Learning 2013 [2]. Этот набор данных содержит 35 887 изображений с разрешением 48×48 пикселей, большинство из которых сделаны в произвольных условиях. База данных была создана с использованием инструментов поиска изображений Google. Каждое изображение классифицировано одним из семи видов эмоций: удивление (surprise), страх (fear), счастье (happy), гнев (angry), отвращение (disgust), грусть (sad) и нейтральное состояние или спокойствие (neutral). FER имеет большое число вариаций в изображениях, включая частичное закрытие лица (в основном, с помощью руки), низко контрастные изоб-

ражения и лица в очках. Распределение данных по разным классам эмоций и примеры изображений лиц с указанием классов, к которым они отнесены, представлены на рис. 1.

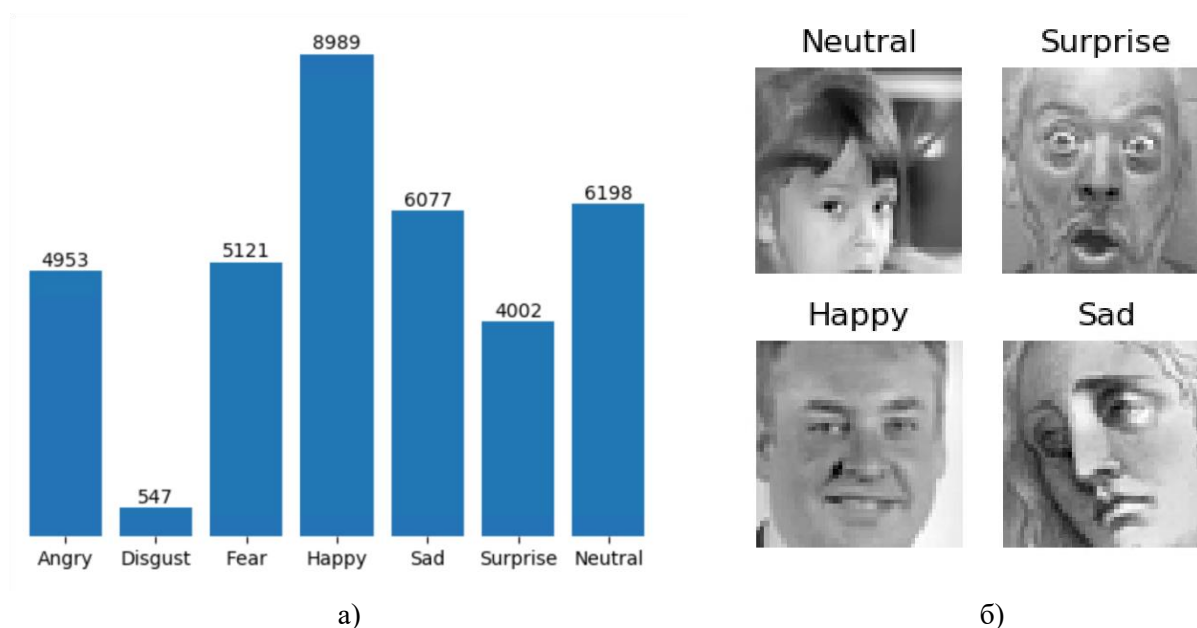


Рис. 1. Набор данных FER 2013

а – диаграмма распределения данных по различным классам эмоций

б – примеры изображений лиц с указанием классов

В работе весь набор данных FER разделен на три части: обучающий набор, валидационный набор и тестовый набор. Первые два участвуют при обучении сети: обучающий набор используется для оптимизации весов модели, а валидационный набор предоставляет метрики после каждой эпохи обучения, которые помогают оценить качество обучения модели. Тестовый набор необходим для сравнения точности распознавания среди разных моделей.

Архитектура и особенности нейронных сетей

Для распознавания эмоций в работе используется архитектура сверточной нейронной сети (Convolutional neural network, CNN). Схематично CNN представляет собой последовательность слоев. Каждый слой преобразует один активационный объем в другой с помощью дифференцируемой функции. Для организации сверточной нейронной сети применяется 3 основных слоя: свертка (convolution), пулинг (иначе слой подвыборки или субдискретизации, англ. pooling) и полносвязный (fully connected, FC) слой. Слои свертки и пулинга используются для извлечения карты признаков из исходного изображения, а полносвязные слои используются для конечной классификации изображения по извлеченным признакам.

Размер входного слоя сети равен $48 \times 48 \times 1$, в соответствии с размером изображений из набора данных. Выходной слой сети – это вектор из 7 элементов, соответствующих вероятностям принадлежности входного изображения к каждому из классов. В результате входное изображение относится к классу, имеющему максимальное значение вероятности.

В процессе исследования были построены две модели CNN. Первая модель содержит 2 слоя свертки, 2 слоя подвыборки и 4 полносвязных слоя. Подробная иллюстрация первой модели: размерности слоев, их параметры и используемые функции активации представлены на рис. 2.

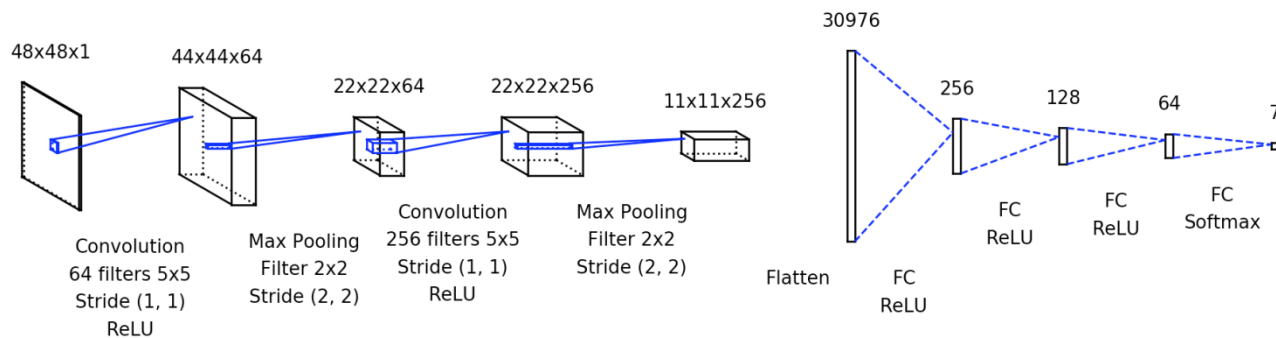


Рис. 2. Первая модель сверточной нейронной сети

Вторая модель является модернизацией первой модели и содержит 8 слоев свертки, 4 слоя подвыборки и 4 полносвязных слоя, а также механизм регуляризации [3]. Иллюстрация второй модели представлена на рис. 3.

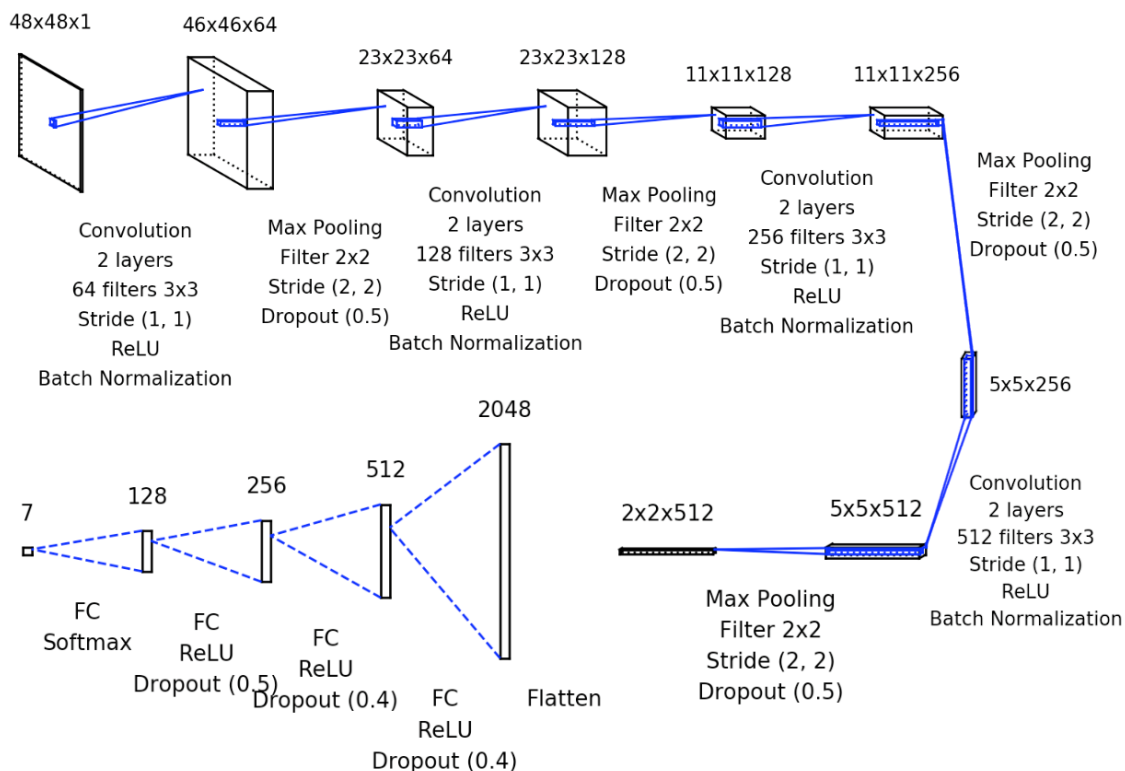


Рис. 3. Вторая модель сверточной нейронной сети

По сравнению с первой моделью, в ней большее количество сверточных слоев, которые имеют меньший размер матрицы свертки, что позволяет извлечь более детальную карту признаков. Механизм регуляризации позволяет избежать ситуации, называемой переобучением (overfitting) [4]. Характерным признаком переобучения является высокая точность распознавания на обучающей выборке и относительно низкая точность распознавания на тестовой выборке. Такая ситуация может возникнуть, если данные имеют много признаков, но при этом сам набор данных содержит мало примеров, либо в том случае, когда модель является слишком сложной для данных. Во второй модели сети для предотвращения ситуации переобучения используются такие механизмы регуляризации, как Batch Normalization [5] и Dropout [6]. Рассмотрим идеи, лежащие в основе этих механизмов.

Обычно для обучения нейронной сети выполняется некоторая предварительная обработка входных данных. Например, набор данных FER нормализуется таким образом, чтобы его данные напоминали нормальное распределение – имели нулевое математическое ожидание и единичную дисперсию. Такая обработка происходит для предотвращения раннего насыщения нелинейных функций активации слоев и обеспечения того, чтобы все входные данные находились в одном диапазоне значений. Но проблема возникает в промежуточных слоях, поскольку распределение значений, которое может иметь активационная функция, постоянно меняется в процессе обучения. Это замедляет процесс обучения, потому что каждый слой должен учиться приспосабливаться к новому распределению на каждом этапе обучения. Эта проблема известна как внутренний ковариантный сдвиг.

Суть метода Batch Normalization заключается в нормализации входных значений внутренних слоев нейронной сети и, таким образом, предотвращении возникновения внутреннего ковариантного сдвига. В процессе обучения, механизм Batch Normalization выполняет следующие действия.

1. Вычисляется математическое ожидание μ_B и дисперсия σ_B^2 входных значений слоя (1):

$$\begin{aligned}\mu_B &= \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m x_i; \\ \sigma_B^2 &= \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (x_i - \mu_B)^2.\end{aligned}\quad (1)$$

2. Входные значения слоя нормализуются с помощью ранее рассчитанных статистических значений (2):

$$\bar{x}_i = \frac{x_i - \mu_B}{\sqrt{\sigma_B^2}}.\quad (2)$$

3. Нормализованные значения масштабируются и сдвигаются для того, чтобы избежать изменения представления данных в слое (3):

$$y_i = \gamma \bar{x}_i + \beta.\quad (3)$$

При этом параметры масштабирования γ и сдвига β настраиваются во время обучения совместно с другими параметрами сети.

Основная идея механизма Dropout состоит в том, чтобы случайно отбрасывать отдельные нейроны в слоях (вместе с их связями) из нейронной сети во время обучения. Так как отброшенные нейроны перестают вносить свой вклад в процесс обучения сети, то это становится равносильно обучению новой нейронной сети. Это предотвращает слишком большую адаптацию нейронов друг к другу. Каждый слой, использующий Dropout, имеет параметр, определяющий вероятность исключения нейрона из сети.

Результаты исследования

После обучения первая сеть продемонстрировала точность распознавания эмоций 52 % на тестовом наборе данных. При этом на обучающем наборе данных точность распознавания составила 98 %. График изменения точности в процессе обучения модели представлен на рис. 4.

Матрица ошибок, построенная на тестовом наборе данных, представлена на рис. 5. В матрице ошибок строки и столбцы обозначены одним из семи классов эмоций. На пересечении указано количество вариантов, отнесенных к классу эмоций, обозначающему столбец, но реально принадлежащих к классу эмоций, обозначающему текущую строку. По матрице видно, что наименьшей ошибке подвержено распознавание эмоции «счастье» (23 % ошибок), наибольшей – распознавание эмоций «страх» и «гнев» (65 % ошибок).

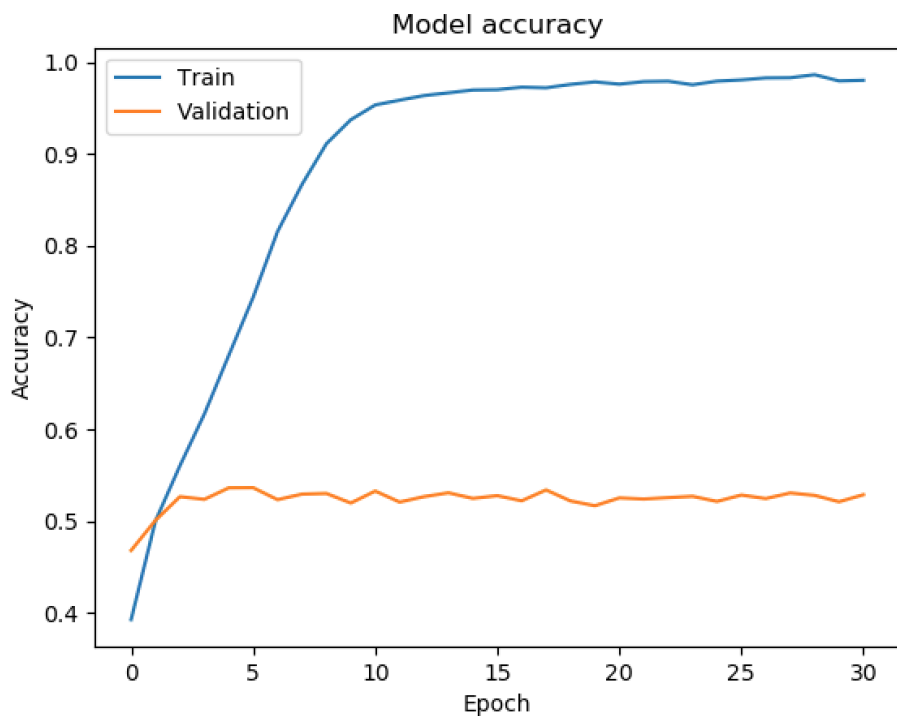


Рис. 4. График изменения точности распознавания модели в зависимости от эпохи обучения

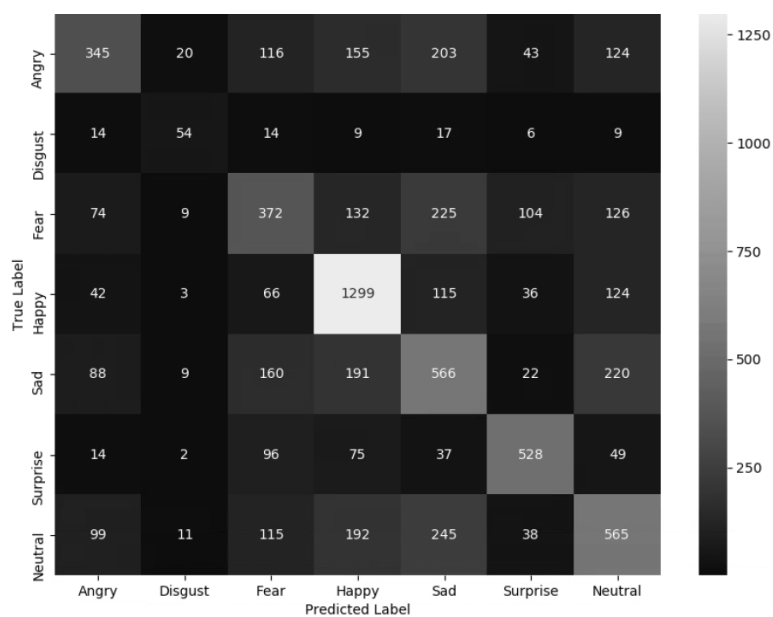


Рис. 5. Матрица ошибок первой модели

Для второй сверточной сети использовались тот же самый набор данных, что и для первой сети. В результате обучения сеть показывает точность распознавания 92 % на обучающем наборе данных, но при этом на валидационном наборе данных точность достигает 64 % (рис. 6). Корреляция между правильными и ошибочными распознаваниями представлена матрицей ошибок на рис. 7.

Высокая точность распознавания на обучающей выборке и относительно низкая точность распознавания на тестовом наборе являются признаком переобучения сети. Как было указано ранее, решением данной проблемы является механизм регуляризации, который добавлен во вторую сверточную сеть.

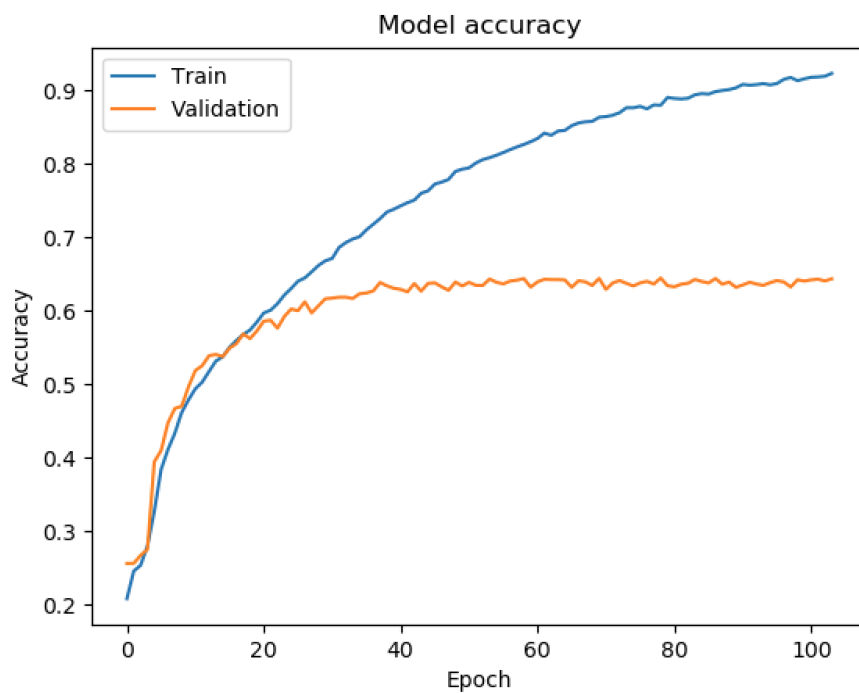


Рис. 6. График зависимости точности распознавания модели от номера эпохи обучения

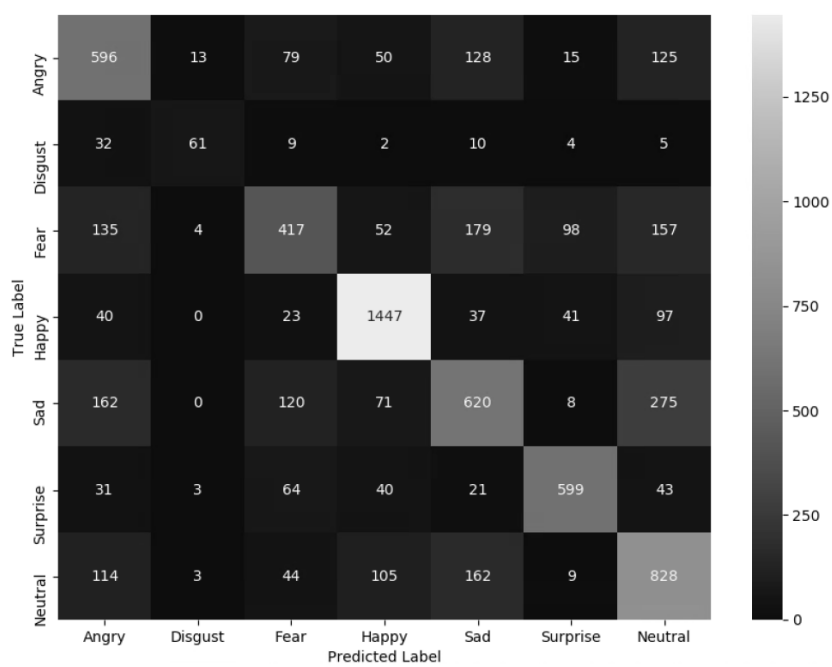


Рис. 7. Матрица ошибок второй модели

Анализ результатов позволяет сделать вывод, что регуляризация совместно с добавлением новых сверточных слоев в модели улучшила точность распознавания на 12 %.

Тестирование обученной модели на произвольных данных

Для тестирования обученной модели на произвольных данных было разработано вспомогательное приложение, которое позволяет классифицировать эмоции на заданном изображении или видео. В качестве источника данных может выступать как заранее записанное видео, так и видео, поступающее с камеры в реальном времени.

Для декодирования и покадровой обработки видео используется библиотека OpenCV [7]. Поиск лиц на отдельном кадре осуществляется методом Виолы-Джонса [8]. Данный метод демонстрирует высокую точность поиска лица на изображении вместе с быстрой скоростью работы. Также существуют альтернативные методы поиска лица, основанные на сверточных нейронных сетях, но они требуют большего количества ресурсов для обработки изображения [9], вследствие чего метод Виолы-Джонса является более приемлемым вариантом для классификации эмоций в реальном времени с высокой частотой кадров.

После выполнения поиска лиц по методу Виолы-Джонса все найденные лица на кадре подвергаются ряду преобразований для улучшения точности дальнейшей классификации.

1. Выравнивание положения лица по вертикали и горизонтали.
2. Гамма-коррекция [10].
3. Объединение нескольких цветовых каналов в один для получения изображения в градациях серого.
4. Изменение размера изображения до 48×48 пикселей.

Далее преобразованный набор лиц передается на вход классификатору – обученной модели. После завершения классификации каждому изображению лица будет присвоен соответствующий класс эмоции. Завершающим этапом обработки кадра является визуализация полученных классов – каждое найденное лицо на кадре обозначается цветной рамкой и маркируется названием присвоенной ему эмоции.

Схематично процесс обработки кадра изображен на рис. 8.

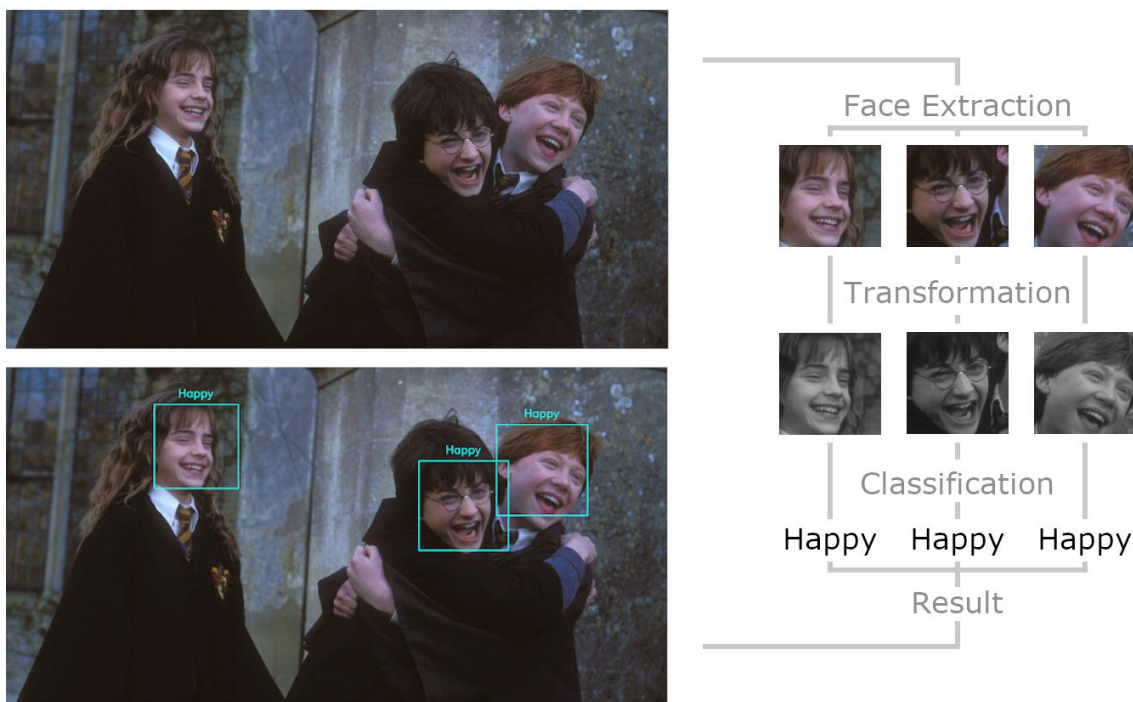


Рис. 8. Процесс обработки кадра

Заключение

В результате проведенного проектирования сетей и их последующего обучения наилучшая полученная точность классификации эмоций по изображению лица составила 64 %. При этом построенная матрица ошибок демонстрирует, что полученная точность классификации в первую очередь обусловлена неравномерным распределением данных по классам в исходном наборе данных. Так, количество изображений, отнесенных к классу «отражение», в 16 раз меньше, чем количество изображений, отнесенных к классу «счастье».

Тестирование модели на произвольных данных, не относящихся к набору данных FER, позволило качественно оценить точность распознавания эмоций. Было выявлено, что из-за низкого разрешения входного изображения модели возникает погрешность в распознавании.

Дальнейшее исследование будет направлено как на улучшение используемого набора данных, так и на развитие текущей модели сверточной нейронной сети.

Библиографический список

1. **Gaind, B.** Emotion Detection and Analysis on Social Media / B. Gaind, V. Syal, S. Padgalwar // Global Journal of Engineering Science and Researches (ICRTSET-18). 2019. – P. 78-89.
2. Facial Expression Recognition Challenge// Deeplearning URL: <http://deeplearning.net/icml2013-workshop-competition/challenges/> (дата обращения: 22.12.2019).
3. **Schmidhuber, J.** Deep Learning in Neural Networks: An Overview / J. Schmidhuber // Neural Networks. – 2015. – №61. – P. 85-117.
4. **Salman, S.** Overfitting Mechanism and Avoidance in Deep Neural Networks [Электронный ресурс] / S. Salman, X. Liu // arXiv.org. 2019. URL: <https://arxiv.org/abs/1901.06566> (дата обращения: 17.01.2020).
5. **Ioffe, S.** Batch Normalization: Accelerating Deep Network Training by Reducing Internal Covariate Shift [Электронный ресурс] / S. Ioffe, C. Szegedy // arXiv.org. 2015. URL: <https://arxiv.org/abs/1502.03167> (дата обращения: 11.01.2020).
6. **Srivastava, N.** Dropout: A Simple Way to Prevent Neural Networks from Overfitting / N. Srivastava, G. Hinton, A. Krizhevsky, I. Sutskever, R. Salakhutdinov // Journal of Machine Learning Research. – 2014. – №15. – P. 1929-1958.
7. **Culjak, I.** A brief introduction to OpenCV / I. Culjak, D. Abram, T. Pribanic, H. Dzapo, M. Cifrek // 2012 Proceedings of the 35th International Convention MIPRO, Opatija. 2012. – P. 1725-1730.
8. **Viola, P.** Rapid object detection using a boosted cascade of simple features / P. Viola, M. Jones // Proceedings of the 2001 IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. CVPR 2001. – 2001. – Т. 1.
9. **Murillo, P.C.U.** Comparison between CNN and Haar classifiers for surgical instrumentation classification / P.C.U. Murillo, R.J. Moreno, J.O.P. Arenas // Contemporary Engineering Sciences. – 2017. – Т. 10. – № 28. – P. 1351-1363.
10. **Anila, S.** Preprocessing Technique for Face Recognition Applications under Varying Illumination Conditions / S. Anila, N. Devarajan // Global Journal of Computer Science and Technology Graphics & Vision. – 2012. – Т. 12. – № 11.

*Дата поступления
в редакцию: 02.02.2020*

O.P. Timofeeva, S.A. Neimushchev, L.I. Neimushcheva, I.A. Tikhonov
FACIAL EMOTION RECOGNITION USING DEEP NEURAL NETWORKS

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: The ability to recognize facial expressions automatically enables novel applications in human-computer interaction and other areas. This article is devoted to an approach to solving the problem of emotion recognition using deep learning networks.

Design/methodology/approach: Convolutional neural networks (CNN) are used for feature extraction and inference. Two different CNN architectures are proposed. As a training dataset, the FER2013 dataset is used.

Findings: The best achieved accuracy of emotion recognition on FER2013 dataset is 64%. Moreover, the obtained confusion matrices based on a test data set demonstrate classification problems caused by the uneven distribution of training dataset among the emotion classes.

Research limitations/implications: This research opens further prospects for both the development of the current CNN architecture and the expansion of the data set to address its shortcomings.

Originality/value: This approach can be used in applications requiring recognition of emotions from photos or videos.

Key words: emotion recognition, classification, machine learning, deep learning, convolutional neural networks, regularization.

УДК 004.93

П.А. Шагалова, А.Д. Ерофеева, М.М. Орлова, Ю.С. Чистякова, Э.С. Соколова

ИССЛЕДОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ПРЕДОБРАБОТКИ ИЗОБРАЖЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАСПОЗНАВАНИЯ МЕДИЦИНСКИХ СНИМКОВ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Проведено исследование алгоритмов предобработки изображений с целью повышения качества распознавания объектов на медицинских снимках эритроцитов, деформированных в сдвиговом потоке. Выполнено сравнение алгоритмов предобработки изображений на основе совокупности показателей качества распознавания объектов на изображениях. Описаны преимущества и недостатки исследованных алгоритмов, определены подходы, позволяющие оптимизировать задачу предобработки изображений для распознавания объектов на медицинских снимках.

Ключевые слова: бинаризация, алгоритмы предобработки изображения, оценка качества распознавания.

Введение

Задача автоматизации процесса распознавания объектов на изображении является актуальной во многих сферах деятельности. Поскольку изображение может быть искажено шумами, иметь неравномерную яркость, засвеченные или затемненные области, для качественного распознавания объектов на изображении необходимо выполнить его предварительную обработку. Важно выбрать способ очистки изображения от помех, не вызывающий значительных искажений изображения с целью сохранения объектов распознавания. В настоящей статье представлено исследование алгоритмов предобработки изображения с целью повышения качества распознавания объектов на медицинских снимках.

Постановка задачи

В данной работе исследуются объекты на изображениях, полученных с устройства для деформации эритроцитов в сдвиговом потоке [1]. Примеры объектов поиска на изображениях представлены на рис. 1.

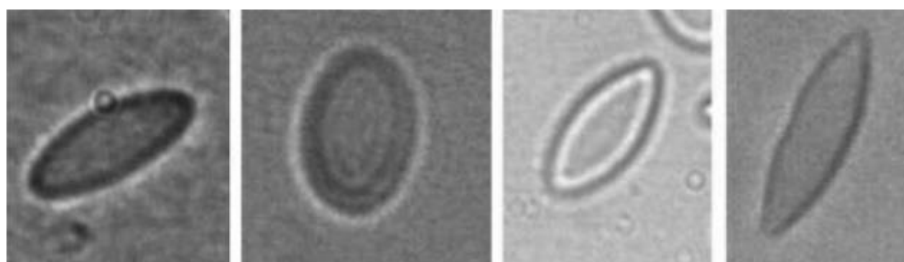


Рис. 1. Искомые объекты на изображениях

Для распознавания объектов на полутоновых изображениях необходимо выполнить бинаризацию – преобразовать полутоновое изображение в черно-белое, где пиксели могут принимать одно из двух значений: 0 или 1. Известно, что применение алгоритмов бинаризации искажает исследуемое изображение – возникает потеря целостности объектов, их наложение, слияние, что не позволяет в дальнейшем провести качественный поиск объектов ин-

интереса на изображении. Повышение качества бинаризации и предобработки изображений является актуальной задачей при построении систем компьютерного зрения для решения задач распознавания объектов на изображениях в разных прикладных областях. Объекты, полученные в результате применения алгоритмов бинаризации, считаются искомыми объектами на изображениях.

Качество распознавания объектов на изображении определяется качеством бинаризации изображения, которое, в свою очередь, зависит от подбора алгоритма бинаризации и настройки его параметров, позволяющих наилучшим образом решить поставленную задачу. Также имеет значение качество предобработки входных данных для алгоритмов поиска объектов на изображении. Для поиска деформированных эритроцитов на изображениях были исследованы методы адаптивной бинаризации, а именно: методы Ниблэка, Бернсена, Оцу и метод Зака, а также применены следующие виды фильтрации шумов: двусторонний фильтр, сглаживание путем усреднения, фильтр Гаусса, медианный фильтр, нелокальный метод фильтрации. Исследование с целью повышения качества изображений было выполнено в следующем порядке: сначала были исследованы алгоритмы бинаризации по выбранным метрикам, затем были предприняты попытки улучшить результаты бинаризации, используя различные фильтры и методы математической морфологии для удаления шума.

Был проведен анализ известных метрик для оценки качества работы исследуемых алгоритмов, в результате были выбраны такие метрики как точность, полнота и F -мера. Дадим определения используемых в данном исследовании метрик [2].

Точность (*precision*) – отношение объектов, распознанных системой как основной класс (и при этом действительно являющихся объектами основного класса), ко всем объектам, найденным системой как основной класс (1):

$$\text{precision} = \frac{TP}{TP+FP}, \quad (1)$$

где TP – количество найденных системой объектов основного класса, FP – количество ложных срабатываний.

Полнота (*recall*) – отношение объектов, распознанных системой как основной класс (и при этом действительно являющихся объектами основного класса) к общему количеству объектов основного класса (2):

$$\text{recall} = \frac{TP}{TP+FN}, \quad (2)$$

где TP – количество найденных системой объектов основного класса, FN – количество объектов основного класса, не распознанных системой.

В реальных условиях достичь максимальных значений точности и полноты одновременно достаточно сложно, следовательно, приходится находить компромиссные решения. Необходима метрика, рассчитываемая на основании точности и полноты, которая может быть использована как агрегированный критерий качества. Такой метрикой является F -мера (3):

$$F\text{-measure} = \frac{2}{\frac{1}{\text{precision}} + \frac{1}{\text{recall}}} \quad (3)$$

Как видно из формулы (3), F -мера достигает единицы, когда значения полноты и точности равны единице, и стремится к нулю, если значения полноты или точности стремятся к нулю.

Анализ методов бинаризации

При проведении исследований из медицинской базы данных были выбраны 20 изображений с различным уровнем шума, разной плотностью объектов поиска, сделанных при различном уровне освещения. К выбранному множеству изображений были применены методы бинаризации, а именно методы Ниблэка, Бернсена, Оцу и метод Зака. Описание

принципа работы данных алгоритмов представлено в источниках [3-6]. В результате исследований для методов Бернсена и Ниблэка параметры были подобраны эмпирически. Для метода Ниблэка размер окна составил 25, значение коэффициента k было выбрано равным 0,2 (оно используется при расчете порогового уровня яркости). Для метода Бернсена размер окна также составил 25, а порог яркости был выбран равным 20. Методы Зака и Оцу не требуют выбора и настройки дополнительных параметров. Результаты оценки алгоритмов бинаризации по выбранным метрикам приведены в табл. 1.

Таблица 1

Оценка качества методов бинаризации

Метод	Точность	Полнота	F-мера
Ниблэка	0,95	0,82	0,88
Бернсена	0,93	0,81	0,86
Зака	0,89	0,62	0,73
Оцу	0,89	0,78	0,83

Анализ полученных данных позволил выявить особенности исследуемых изображений, а также сильные и слабые стороны каждого алгоритма бинаризации. Несмотря на то, что метод Оцу продемонстрировал более низкие показатели точности и полноты по сравнению с методами Ниблэка и Бернсена (табл. 1), у него есть преимущество перед указанными алгоритмами при обработке соприкасающихся эритроцитов. Пример распознавания соприкасающихся эритроцитов методом Оцу в сравнении с обработкой тех же изображений методом Бернсена представлен на рис. 2.

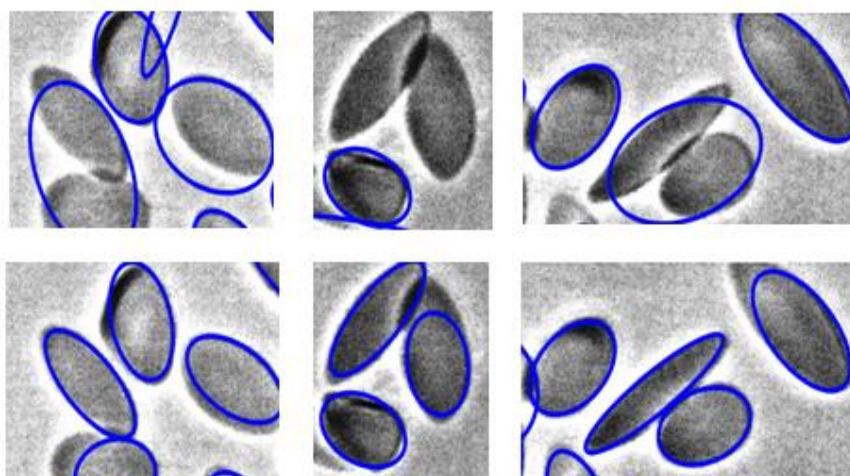


Рис. 2. Пример распознавания соприкасающихся эритроцитов:
сверху – применение метода Бернсена, снизу – метода Оцу

Также в процессе исследования было выяснено, что для части входных изображений характерно большое количество шума типа «соль», который представляет собой множество белых пикселей, случайным образом разбросанных по изображению. Гистограмма такого изображения представлена на рис. 3.

В правой крайней части гистограммы можно наблюдать выраженный пик (выброс), значение которого более чем в два раза превосходит все остальные столбцы гистограммы (этот пик соответствует большому количеству белых пикселей). Исследования показали, что метод Оцу и метод Зака чувствительны к шуму данного типа. Пример результата обработки изображения с шумом типа «соль» методом Зака в сравнении методом Ниблэка представлены на рис. 4.

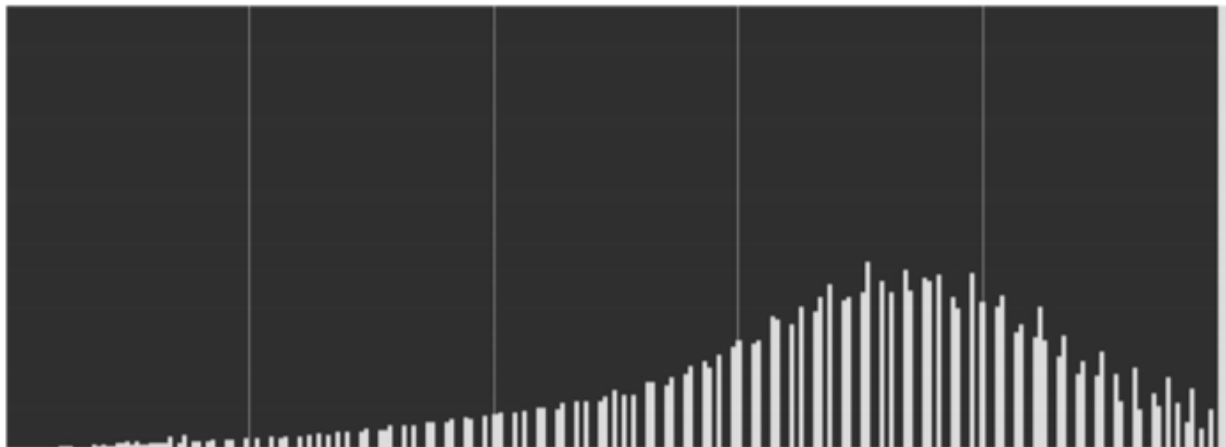


Рис. 3. Пример гистограммы изображения с шумом типа «соль»

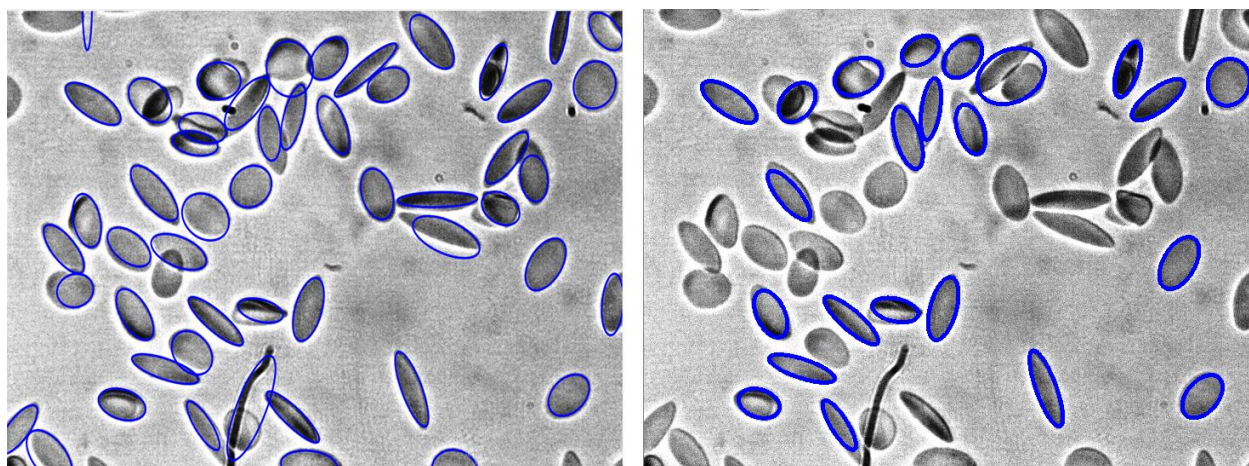


Рис. 4. Пример распознавания объектов на изображениях с шумом типа «соль»: слева – метод Ниблэка, справа – метод Зака

Анализ методов шумоподавления

Анализ результатов работы алгоритмов бинаризации изображений, представленных в предыдущем разделе, показал необходимость применения методов шумоподавления. Для сравнения были выбраны пять методов фильтрации: фильтр Гаусса, двусторонний фильтр, медианный фильтр, сглаживание путем усреднения, нелокальная фильтрация. Параметры каждого исследуемого метода предобработки медицинских изображений подобраны эмпирически. Для медианного фильтра, сглаживания путем усреднения и фильтра Гаусса в результате исследований был выбран размер ядра равным 5, стандартные отклонения по осям O_x и O_y – равными 3. Выбранный размер ядра 5 обеспечивает удаление мелких шумов, не стирая при этом тонкие границы объектов. Для двустороннего фильтра диаметр окрестности пикселя был выбран равным 30, а значения параметров σ_{Color} (стандартное отклонение в цветовом пространстве) и σ_{Space} (стандартное отклонение в пространстве координат) равными 60. Для метода нелокальной фильтрации эмпирически были подобраны следующие значения параметров: 21 – размер окна (используется для вычисления взвешенного среднего для данного пикселя), 10 – сила шумоподавления, 5 – размер шаблона участка, который используется при вычислении весов. На рис. 5 представлены результаты сравнения указанных методов фильтрации.

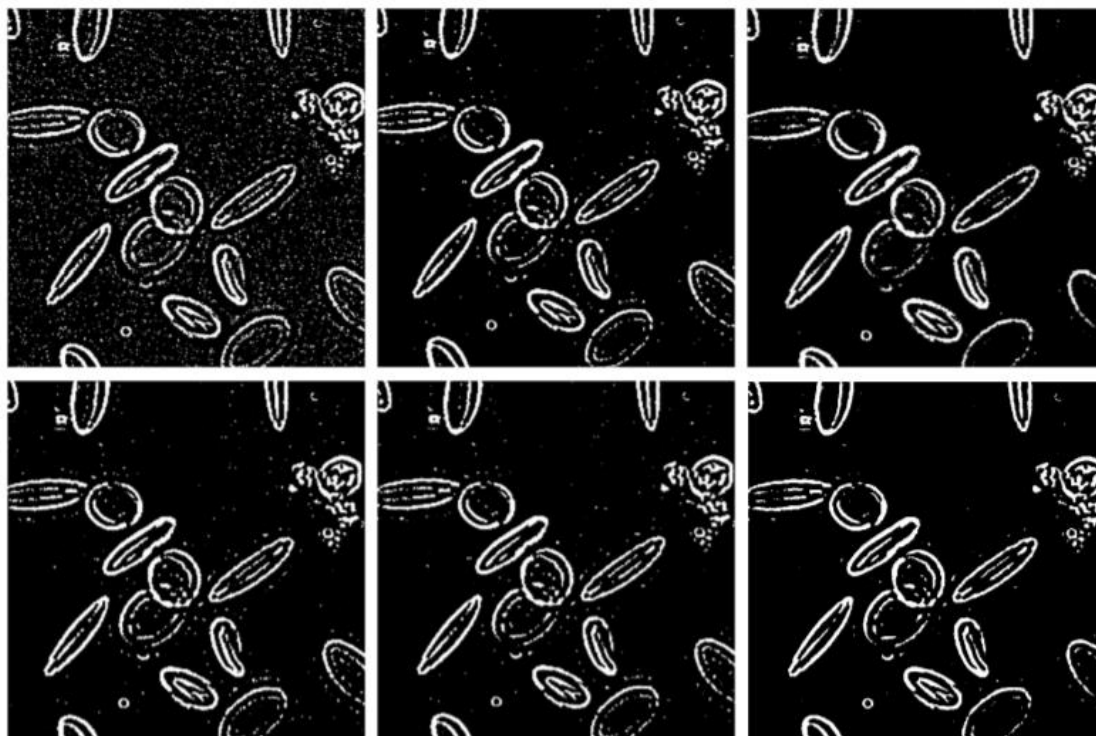


Рис. 5. Применение методов фильтрации

Верхний ряд, слева направо: изображение без фильтрации, применение фильтра Гаусса, применение двустороннего фильтра.

Нижний ряд, слева направо: применение медианного фильтра, сглаживание путем усреднения, нелокальная фильтрация

Как можно видеть из рис. 5, двусторонний фильтр и метод нелокальной фильтрации убирают большую часть шума. При этом применение двустороннего фильтра в некоторых случаях ухудшает качество распознавания, так как он сохраняет границу объекта хуже, чем метод нелокальной фильтрации (рис. 6).

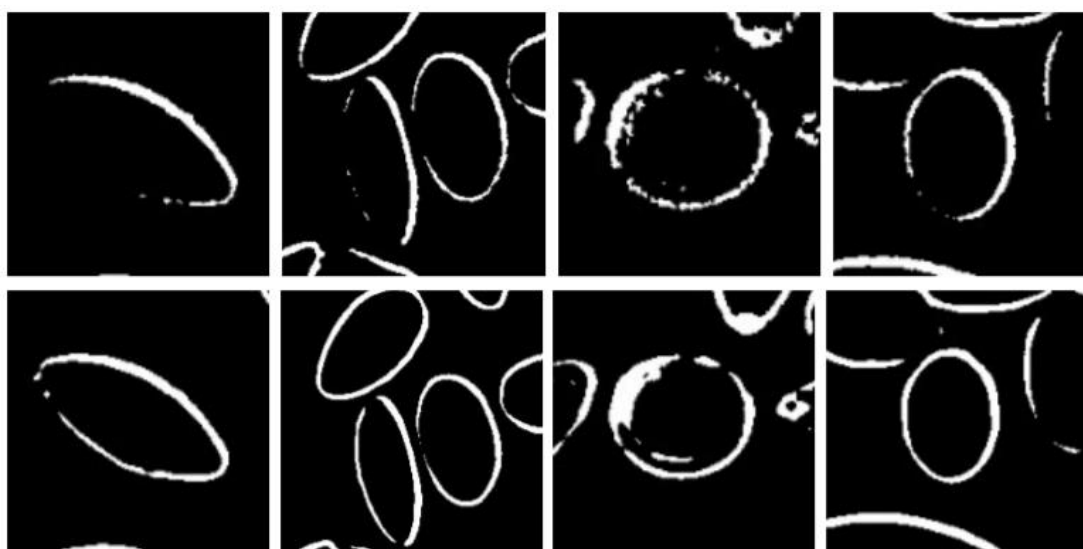


Рис. 6. Сравнение метода нелокальной фильтрации и двустороннего фильтра
Верхний ряд – применение двустороннего фильтра, нижний ряд – нелокальная фильтрация

Таким образом, наиболее эффективным инструментом предобработки для решения поставленной задачи является метод нелокальной фильтрации. Применение данного метода позволило повысить точность всех алгоритмов бинаризации. Результаты оценки работы алгоритмов бинаризации совместно с использованием нелокальной фильтрации приведены в табл. 2. Использование методов шумоподавления позволило повысить точность распознавания объектов на изображении.

Таблица 2

Оценка качества методов бинаризации совместно с методом нелокальной фильтрации

Методы	Точность	Полнота	F-мера
Ниблэка + нелокальная фильтрация	0,98	0,80	0,87
Бернсена + нелокальная фильтрация	0,94	0,79	0,85
Зака + нелокальная фильтрация	0,95	0,77	0,84
Оцу + нелокальная фильтрация	0,94	0,76	0,84

Для повышения значения метрики полноты было принято решение объединить результаты двух алгоритмов бинаризации. Это связано с тем, что при обработке изображения только одним алгоритмом бинаризации значение полноты распознавания может быть ниже, чем у другого метода, но при этом будут обнаружены эритроциты, которые не находит лучший метод по значению метрики полнота. Таким образом, объединив результаты распознавания объектов двумя методами бинаризации (выполнив конъюнкцию бинаризованных изображений), мы сможем распознать большее число объектов на изображении и при этом увеличить значение полноты распознавания.

Кроме того, для решения проблемы разъединения контуров соприкасающихся объектов был апробирован и показал высокую эффективность подход, основанный на методах математической морфологии, при котором к бинаризованному изображению сначала была применена операция эрозии, а затем операция дилатации.

Проведенный анализ решения задачи распознавания на изображении деформированных в сдвиговом потоке эритроцитов показал, что за основу следует выбрать метод бинаризации Ниблэка (так как изначально он показывал лучшие результаты), и повысить точность его работы с помощью метода нелокальной фильтрации. Затем следует объединить полученные на предыдущем шаге результаты с результатами метода Оцу, скомбинированным с методами математической морфологии. Результат применения данного подхода в сравнении с результатами применения только метода Ниблэка приведен в табл. 3.

Таблица 3

Сравнение результатов

Методы	Точность	Полнота	F-мера
Ниблэка	0.95	0.82	0.88
Ниблэка + нелокальная фильтрация + Оцу+ математическая морфология	0.96	0.90	0.93

Примеры объектов, найденных с помощью нового разработанного подхода, в сравнении с методом Ниблэка, представлены на рис. 7.

Как видно из полученных результатов, применение двух методов бинаризации в совокупности с методами предобработки изображения (нелокальной фильтрации и морфологических операций) позволяют повысить показатели точности и полноты и, как следствие, повысить их агрегированный показатель – F-меру, в сравнении с использованием одного метода бинаризации на необработанных входных данных.

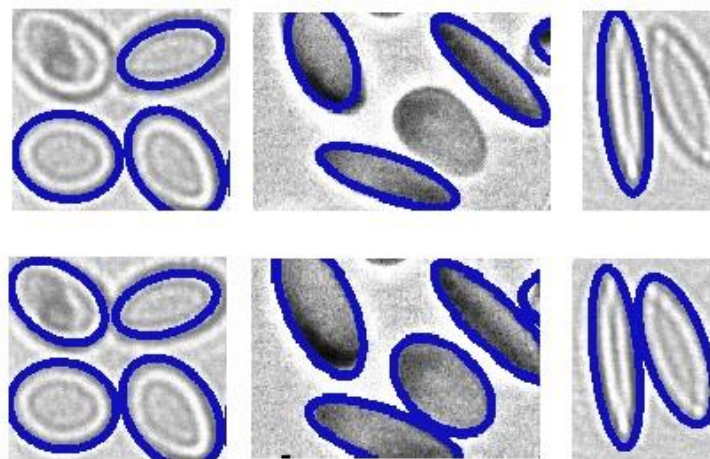


Рис. 7. Сравнение метода Ниблэка и нового разработанного подхода:
верхний ряд – результаты бинаризации изображения методом Ниблэка,
нижний ряд – результаты применения нового комбинированного подхода

Приведем итоговые параметры полученного решения. Для метода Ниблэка оптимальный размер окна равен 25, значение коэффициента $k = 0,2$. Для метода нелокальной фильтрации выбраны следующие значения параметров: размер окна (используемого для вычисления взвешенного среднего для данного пикселя) равен 21, сила шумоподавления равна 10, размер шаблона участка, который используется для вычисления весов, равен 7. Метод Оцу не требует использования и настройки дополнительных параметров. Размер ядра морфологических операций: для эрозии – 7, для дилатации – 5.

Выводы

В ходе исследования было проанализировано использование алгоритмов преобразования изображений в задаче распознавания объектов на медицинских снимках – деформированных в сдвиговом потоке эритроцитов. Был предложен подход к решению рассматриваемой задачи, включающий в себя фильтрацию изображения, комбинацию двух алгоритмов бинаризации и последующую обработку изображений методами математической морфологии. Предложенный подход обеспечивает высокую точность распознавания объектов на изображениях и может быть использован для решения поставленной задачи.

Библиографический список

1. А.С. № 1363065 Россия, МКИ J01N 33/14. Устройство для деформации эритроцитов в сдвиговом потоке / Левин Г.Я., Яхно В.Г., Царевский Н.Н., Котяева Н.П.; опубл. 30.12.1987. бюл. № 48 (заявка № 3954988/28-14 от 16.09.1085).
2. **Fawcett, T.** An introduction to ROC analysis / T. Fawcett // Pattern Recognition Letters. – 2006. – №27. – P. 861-874.
3. **Otsu, N.A.** Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms / N.A. Otsu // A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms. – 1979. – №1. – С. 62-66.
4. **Niblack, W.** An Introduction to Digital Image Processing / W. Niblack. Prentice-Hall, 1986.
5. **Bernsen, J.** Dynamic thresholding of grey-level images / J. Bernsen // Eighth International Conference on Pattern Recognition. Proceedings, 1986. – С. 1251-1255.
6. **Zack, G.W.** Automatic measurement of sister chromatid exchange frequency / G.W. Zack, W.E. Rogers, S.A. Latt // Journal of Histochemistry and Cytochemistry. – 1977. – №25. – С. 741-753.

*Дата поступления
в редакцию: 21.01.2020*

P.A. Shagalova, A.D. Erofeeva, M.M. Orlova, Yu.S. Chistyakova., E.S. Sokolova

**RESEARCH OF APPLICATION OF IMAGING PREPROCESSING ALGORITHMS FOR
IMPROVING EFFICIENCY OF RECOGNITION OF MEDICAL PICTURES**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseeva

Purpose: The article deals with the application of imaging preprocessing algorithms for improving efficiency of objects recognition in medical images.

Design / methodology / approach: Image binarization, image filtering algorithms and mathematical morphology methods.

Findings: Comparison of various image preprocessing algorithms is described, recognition quality assessments metrics are calculated, as well as approaches that allow the best way to solve the problem are identified.

Research limitations / implications: Proposed solution is used for objects recognition in medical images.

Originality / value: The proposed approach, includes image filtering, a combination of binarization algorithms and results handling by mathematical morphology methods, can be used to improve recognition quality in medical image analysis systems.

Key words: binarization, image preprocessing algorithms, recognition quality assessment.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 621.039.513 + 621.039.538

В.В. Андреев¹, А.В. Саляев², С.Г. Усынина², С.В. Бронников^{1,2}

МОДЕЛИРОВАНИЕ БЕНЧМАРК-ЭКСПЕРИМЕНТА IRON 88 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММ НА ОСНОВЕ МЕТОДА МОНТЕ-КАРЛО

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова²

Проведено исследование переноса нейтронного излучения в композиции защиты из углеродистой стали бенчмарк-эксперимента IRON 88. Расчет выполнен по программе MCNP 5 с использованием непрерывных по энергии библиотек нейтронных микросечений, основанных на современных файлах оцененных ядерных данных ENDF/B-VII.1, ENDF/B-VIII.0, JEFF-3.3 и РОСФОНД-2010, а также с использованием программного комплекса SCALE-6.2 и библиотек на базе файлов ENDF/B-VII.1. Сравнение результатов расчета скоростей реакций $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$, $^{115}\text{In}(n,n')^{115\text{m}}\text{In}$, $^{103}\text{Rh}(n,n')^{103\text{m}}\text{Rh}$, $^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$ и $^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$ с экспериментальными данными позволило выполнить валидацию программы MCNP 5, комплекса SCALE 6.2 совместно с библиотеками нейтронных микросечений применительно к расчету переноса нейтронного излучения в композиции защиты из углеродистой стали. Показано, что ослабление различных скоростей реакций в защитной композиции наиболее точно описывается с использованием библиотек на основе ENDF/B-VII.1, наименее точно, для большинства скоростей реакций – с использованием библиотек ENDF/B-VIII.0 и JEFF-3.3. Путем сравнения результатов расчета, полученных по MCNP 5 и SCALE 6.2, оценена неопределенность результатов расчета скоростей реакций, обусловленная различными методами подготовки непрерывных по энергии библиотек, основанных на одних и тех же файлах оцененных ядерных данных ENDF/B-VII.1. Определена погрешность результатов расчета скоростей реакций при использовании 200-групповой библиотеки микросечений в сравнении с непрерывной по энергии библиотек.

Ключевые слова: IRON 88, MCNP 5, SCALE-6.2, ENDF/B-VII.1, ENDF/B-VIII.0, JEFF-3.3, РОСФОНД-2010, скорость реакции, неопределенность, бенчмарк-эксперимент, микросечение, Монте-Карло.

Введение

Точность проведения проектных расчетов радиационной защиты обеспечивается использованием современных программ и библиотек констант с учетом имеющейся экспериментальной информации. Наиболее точными программами для расчета переноса излучений считаются программы, реализующие метод Монте-Карло. Точность расчета по таким программам обусловлена, в основном, имеющимися неопределенностями в микросечениях ядерных реакций взаимодействия излучений с веществом. Наиболее известными программами, реализующими метод Монте-Карло, являются программа MCNP 5 [1] и программы, входящие в пакет SCALE 6.2 [2], в том числе – модуль MONACO, предназначенный для решения задач радиационной защиты. Решение различных тестовых задач с помощью этих программ очень часто используется для кросс-верификации инженерных кодов, реализующих детерминистские методы решения уравнения переноса нейтронов и фотонов в групповом приближении.

Первоочередной задачей исследований была валидация библиотек нейтронных микросечений совместно с программой MCNP 5.

Вторая задача заключалась в оценке неопределенности методов подготовки непрерывных по энергии библиотек для программ, реализующих метод Монте-Карло, из оригинальных файлов, оцененных ядерных данных. Эта задача решалась путем сопоставления ре-

зультатов расчета с использованием различных библиотек с непрерывной по энергии зависимостью микросечений, основанных на одних и тех же файлах оцененных ядерных данных.

На третьем этапе исследований оценена погрешность расчета, обусловленная использованием многогрупповой библиотеки, путем прямого сопоставления результатов расчета по модулю MONACO, полученных с использованием двухсотгрупповой и непрерывной по энергии библиотек.

Исследования проводились на базе бенчмарк-эксперимента IRON 88 из базы данных SINBAD [3]. Композиция защиты в данном эксперименте представляет собой набор стальных листов из углеродистой стали. Данный тип защиты характерен для различных типов реакторных установок. Эксперимент хорошо описан и документирован, включает подробные данные по погрешностям экспериментальных данных, очень часто используется для валидации различных кодов и библиотек констант [4, 5].

Описание экспериментальной установки

Серия экспериментов по исследованию прохождения нейтронного излучения в различных композициях защиты была выполнена на установке ASPIS на исследовательском реакторе NESTOR в Уинфрите [3]. Установка ASPIS представляет собой транспортабельную тележку в виде короба, в котором могут размещаться различные защитные композиции в форме пластин, блоков или баков, заполненных исследуемым материалом. Установка ASPIS включает в себя конвертор нейтронов, предназначенный для преобразования спектра, выходящего из реактора NESTOR нейтронного потока.

Установка ASPIS во всех экспериментах располагалась в полости «С» реактора NESTOR (рис. 1). Компоненты защитной композиции, которые могут представлять собой плиты, блоки или баки, устанавливаются вертикально в транспортабельном коробе, который имеет внутреннюю площадь поперечного сечения 1,8х1,9 м и длину 3,7 м.

Конвертор нейтронов расположен в пределах экспериментальной композиции защиты. Загруженный короб транспортируется в полость, где тепловые нейтроны, выходящие из внешнего графитового отражателя активной зоны реактора NESTOR, преобразуются конвертором в хорошо определяемый экспериментально нейтронный источник. Конвертор состоит из алюминиевого каркаса с наружными размерами по высоте и ширине, равными размерам короба ASPIS. В каркас вставлены тринадцать топливных элементов.

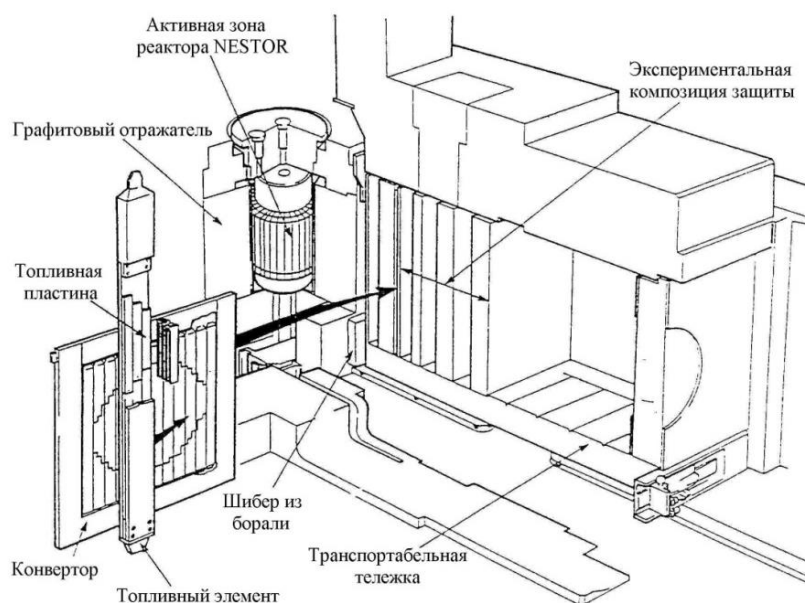


Рис. 1. Схема транспортабельной установки ASPIS

Абсолютная интенсивность источника нейтронов определялась спектрометрированием гамма-излучения продуктов деления, а также с помощью измерений пространственного распределения низкоэнергетического потока нейтронов (перед конвертором и за конвертором) и скоростей пороговых реакций после конвертора активационными детекторами.

Уровни нейтронного потока в пределах исследуемой композиции защиты содержат вклады от конвертора и от активной зоны реактора NESTOR. Фоновая составляющая от активной зоны определяется посредством отдельных измерений (с конвертором и без конвертора, включая комбинации измерений с закрытым и открытым шибером) и вычитается из результатов измерений с конвертором.

Описание экспериментальной композиции защиты

Экспериментальная композиция защиты IRON 88, облучаемая на установке ASPIS, схематично показана на рис. 2. В направлении от передней стенки тележки экспериментальная композиция состоит из трех областей: область источника, включающая графитовый замедлитель и конвертор; исследуемую композицию защиты из тринадцати листов малоуглеродистой стали, каждый приблизительно толщиной 5,1 см; толстую торцевую защиту из малоуглеродистой и нержавеющей сталей. Детекторы в исследуемой композиции защиты размещались в зазорах между листами.

В эксперименте измерялись следующие скорости реакций $^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$, $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$, $^{115}\text{In}(n,n')^{115\text{m}}\text{In}$, $^{103}\text{Rh}(n,n')^{103\text{m}}\text{Rh}$ и $^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$. Расчетно-экспериментальное соотношение мощностей между конвертором и реактором NESTOR составило $5,68 \cdot 10^{-4}$, т.е., при мощности реактора NESTOR 30 кВт мощность конвертора составляет 17,04 Вт. Результаты измерений скоростей реакций представлены в табл. 1. Скорости реакций нормированы на величину мощности конвертора 17,04 Вт. Величина полной погрешности при уровне 1 σ , представленная в табл. 1, включает статистическую погрешность измерений, погрешность калибровки детекторов, а также погрешность определения абсолютной мощности конвертора. Все результаты измерений представлены с учетом поправки на фоновую составляющую нейтронного излучения от активной зоны реактора NESTOR.

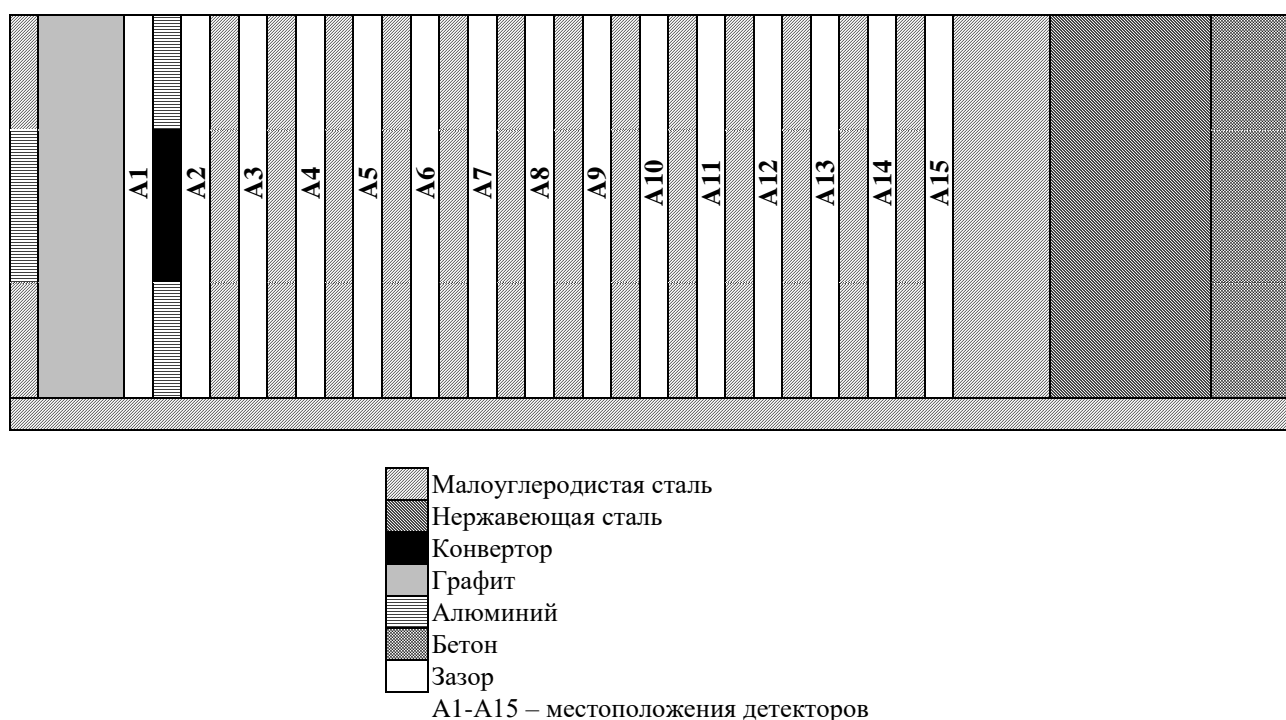


Рис. 2. Схема бенчмарк-эксперимента IRON 88

Таблица 1

Экспериментальные значения скоростей реакций (с^{-1}) и погрешность измерений, %

Позиция	$^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$		$^{115}\text{In}(n,n')^{115\text{m}}\text{In}$		$^{103}\text{Rh}(n,n')^{103\text{m}}\text{Rh}$		$^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$		$^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$	
A2	1.980E-17	6.5	6.880E-17	4.5	3.283E-16	5.1	-	-	1.053E-14	4.2
A3	4.204E-18	6.5	2.352E-17	4.5	1.392E-16	5.2	2.230E-20	4.7	6.240E-15	4.2
A4	1.372E-18	6.5	1.039E-17	4.5	7.624E-17	5.1	-	-	4.188E-15	4.2
A5	5.018E-19	6.5	5.037E-18	4.5	4.606E-17	5.1	2.550E-21	4.7	2.969E-15	4.2
A6	1.872E-19	6.5	2.479E-18	4.5	2.803E-17	5.2	9.560E-22	4.7	2.194E-15	4.2
A7	6.987E-20	6.5	1.294E-18	4.5	1.784E-17	5.1	3.560E-22	4.7	1.700E-15	4.2
A8	2.646E-20	6.6	7.066E-19	4.5	1.176E-17	5.1	-	-	1.350E-15	4.2
A9	1.009E-20	6.5	3.851E-19	4.6	7.811E-18	5.2	-	-	1.106E-15	4.2
A10	3.851E-21	6.5	2.166E-19	4.6	5.370E-18	5.2	-	-	9.098E-16	4.2
A11	1.460E-21	6.5	1.254E-19	4.7	3.763E-18	5.2	-	-	7.665E-16	4.2
A12	5.615E-22	6.5	-	-	2.626E-18	5.1	-	-	6.419E-16	4.2
A13	2.225E-22	6.9	-	-	1.852E-18	5.2	-	-	5.331E-16	4.2
A14	8.359E-23	8.6	-	-	1.313E-18	5.1	-	-	4.528E-16	4.2
A15	3.430E-23	21.0	-	-	-	-	-	-	3.910E-16	4.2

Моделирование эксперимента

Расчетная модель

Модель бенчмарк-эксперимента IRON 88, используемая в расчетах по программе MCNP 5 и комплексу SCALE 6.2.2, показана на рис. 3. Расчетная модель, помимо собственно композиции IRON 88, расположенной в тележке и подробно описанной в [3], также включает окружение из бетона и наружный графитовый отражатель реактора NESTOR, без моделирования которых невозможно получить корректные расчетные результаты вблизи конвертора.

Составы используемых материалов принимались в соответствии с [3].

Описание источника нейтронов

Источник нейтронов описывался в явном виде, соответствующим фактическому 3-d экспериментальному распределению, включающему данные по 141 пространственной области конвертора. Спектральное распределение источника нейтронов моделировалось спектром Уатта с параметрами «а» и «b» при делении ^{235}U тепловыми нейтронами, которые принимались в соответствии с данными [1] – $a=0,988$ МэВ, $b=2,249$ МэВ $^{-1}$.

Библиотеки нейтронных микросечений

Расчет по программе MCNP 5 проводился с использованием библиотек нейтронных микросечений в формате ACER, полученных разработчиками файлов оцененных ядерных данных:

- ENDF/B-VII.1 [6];
- ENDF/B-VIII.0 [7];
- JEFF-3.3 [8];
- РОСФОНД-2010 [9].

В расчетах использовались микросечения, подготовленные для температуры 293,6 или 300,0 К. Файл «xsdir», необходимый для расчетов по программе MCNP 5, также заимствовался с сайтов разработчиков [6-9]. Все библиотеки в формате ACER были подготовлены с использованием программы NJOY 99 [10] или последующих версий.

Расчет по программному комплексу SCALE 6.2.2 проводился с использованием библиотеки с непрерывными по энергии микросечениями и 200-групповой библиотеки, основанных на файлах оцененных ядерных данных ENDF/B-VII.1 и входящих в состав комплекса. Подготовка библиотек проводилась по программному комплексу AMPX-6 [11].

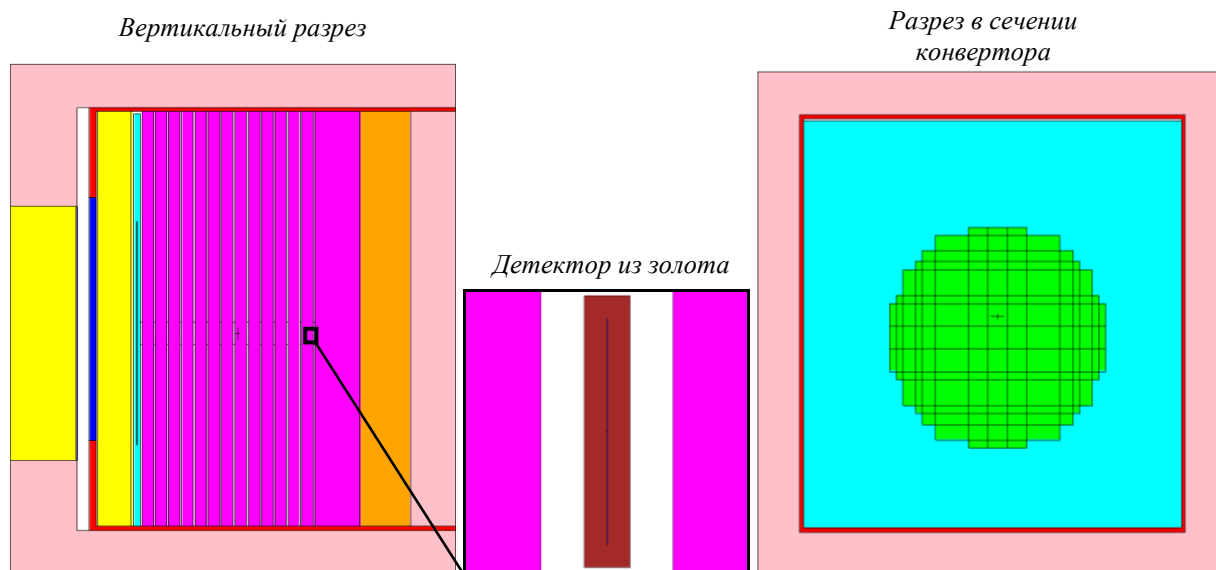


Рис. 3. Модель бенчмарк-эксперимента IRON 88

Микросечения ядерных реакций детекторов

При расчете скоростей реакций, измеренных в эксперименте, в основном использовались рекомендуемые микросечения из дозиметрической библиотеки IRDFF [12]. Скорость реакции $^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$ рассчитывалась с использованием микросечений, входящих в состав используемых в расчетах библиотек. Скорость реакции $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$ дополнительно рассчитывалась и с использованием микросечений из библиотеки ENDF/B-VI, значительно отличающихся от данных IRDFF. Отметим, что данные по микросечениям реакции $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$ остались аналогичными версии VI и в последующих оценках файлов ENDF/B версий VII и VIII, а также в РОСФОНД-2010. Используемые в расчетах микросечения пороговых реакций приведены на рис. 4.

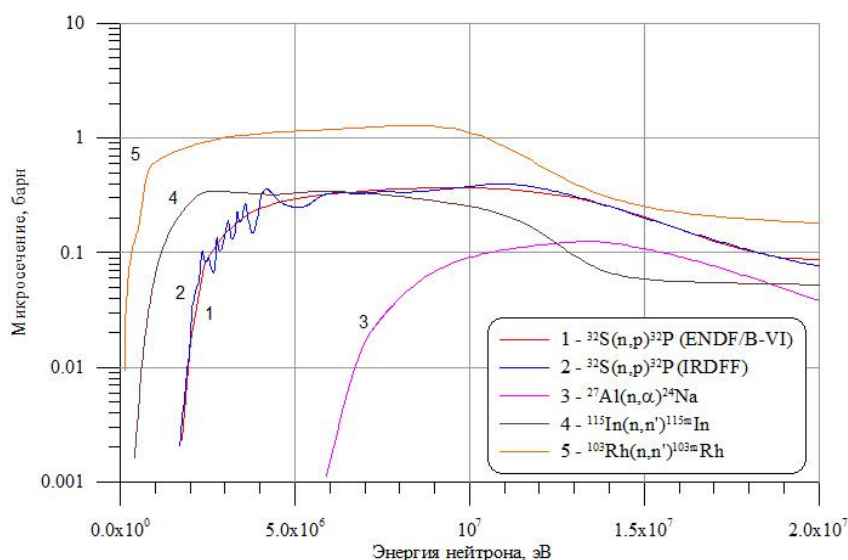


Рис. 4. Микросечения пороговых реакций

Моделирование детекторов

В расчетах по программе MCNP 5 пороговые детекторы непосредственно не моделировались. Регистрационные объемы для подсчета этих скоростей реакций представляли из себя цилиндры радиусом 5 см и высотой 0,74 см каждый, расположенные на оси конвертора в зазорах между стальными листами. Отметим, что аналогичный подход используется

и в примере модели, представленной в [3]. Детекторы из золота моделировались в явном виде. Толщина детектора принималась равной 0,05 мм, радиус – 6,35 мм. Детектор со всех сторон был окружен слоем кадмия толщиной 1,27 мм. Детекторы в модели были расположены в середине соответствующих зазоров.

В расчетах по программному комплексу SCALE 6.2.2 для подсчета пороговых скоростей реакций использовались точечные детекторы. Золотые детекторы моделировались, как и в MCNP.

Особенности расчетов

Расчеты скоростей реакций пороговых детекторов и детекторов из золота по программе MCN 5 проводились отдельно. Практически для всех скоростей реакций и позиций детекторов принята целевая статистическая погрешность подсчетов менее 1-2 % при уровне доверительной вероятности 1σ (что значительно меньше погрешности эксперимента) была достигнута без применения методов уменьшения дисперсии при количестве историй от 1 до 10 млрд. Исключение составили подсчеты скорости реакции $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$ для периферийных позиций детекторов, статистическая погрешность подсчетов которой была более 10 %. Для достижения целевой статистической погрешности расчеты были повторены с монотонным увеличением значения ценности нейтронов от прилегающих к конвертору стальных листов к периферийным от 1 до 128. Целевая точность была достигнута, другие критерии, характеризующие корректность полученных оценок, также выполнены.

Расчет по программному комплексу SCALE 6.2 проводился с использованием последовательности MAVRIC, основанной на методологии CADIS. MAVRIC разработана специально для решения задач радиационной защиты с использованием неаналоговых методов Монте-Карло и реализует последовательный процесс вычислений с использованием модулей DENOVO (расчет прямой и сопряженной задач в трехмерной геометрии методом дискретных ординат) и MONACO (трехмерный транспортный модуль расчета с фиксированным источником, использующий метод Монте-Карло). С полученной посредством модуля XSPROC проблемно-ориентированной многогрупповой библиотекой и определенной пользователем «грубой» сеткой MAVRIC выполняет расчет прямой и сопряженной задач в трехмерной геометрии методом дискретных ординат, используя модуль DENOVO. В качестве источника для сопряженной задачи используется реверсированная функция отклика в позициях детекторов, полученная из решения прямой задачи. Информация из решения сопряженной задачи используется далее для построения пространственно и энергезависимого поля ценности (или так называемых «весовых окон»), используемого при моделировании транспорта частиц, и распределения источника. Эта информация передается в модуль MONACO для получения итогового решения задачи методом Монте-Карло с использованием непрерывных по энергии или многогрупповых библиотек. При моделировании эксперимента IRON 88 поля ценности рассчитывались по модулю DENOVO отдельно для каждого детектора в каждой позиции, также проводился отдельный расчет и по MONACO для каждой позиции детектора. Количество историй для достижения целевой статистической погрешности не превышало 5 млн.

Результаты расчетов

Результаты расчетов скоростей реакций по программе MCNP приведены в табл. 2, по SCALE 6.2 – в табл. 3. Результаты расчета скорости реакции $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$ в этих таблицах приведены с использованием микросечений из библиотеки IRDFF, результаты расчета с библиотекой ENDF/B-VI согласуются с данными IRDFF в пределах 1 %.

На рис. 5 приведено сравнение результатов расчета различных скоростей реакций между программой MCNP 5 и SCALE 6.2 с различными библиотеками, подготовленными из одних и тех же файлов ENDF/B-VII.1, в виде относительного отклонения результатов расчета по SCALE 6.2 от MCNP 5.

На рис. 6 представлены данные по относительному отклонению результатов расчета скоростей пороговых реакций с использованием 200-групповой библиотеки от результатов с использованием непрерывной по энергии библиотеки микросечений. Значение скорости реакции $^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$ с многогрупповой библиотекой в среднем по всем позициям примерно на 47 % меньше, чем с непрерывной по энергии библиотекой.

На рис. 7 приведено сравнение результатов расчета по программе MCNP 5 с экспериментальными данными в виде относительного отклонения расчетных значений от экспериментальных. На рис. 5 также представлена погрешность экспериментальных данных, соответствующая 2σ (доверительная вероятность 95 %).

Таблица 2

Результаты расчетов скоростей реакций по MCNP 5 (с^{-1}) и статистическая погрешность, %

Позиция	$^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$		$^{115}\text{In}(n,n')^{115\text{m}}\text{In}$		$^{103}\text{Rh}(n,n')^{103\text{m}}\text{Rh}$		$^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$		$^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$	
ENDF/B-VII.1										
A2	1.779E-17	0.03	6.646E-17	0.02	3.238E-16	0.02			9.630E-15	0.48
A3	3.878E-18	0.04	2.170E-17	0.03	1.392E-16	0.02	2.586E-20	0.25	5.918E-15	0.51
A4	1.305E-18	0.05	9.603E-18	0.04	7.716E-17	0.03			4.141E-15	0.56
A5	4.740E-19	0.06	4.578E-18	0.06	4.585E-17	0.03	2.972E-21	0.40	3.049E-15	0.63
A6	1.777E-19	0.09	2.288E-18	0.08	2.851E-17	0.04	1.149E-21	0.56	2.280E-15	0.69
A7	6.651E-20	0.11	1.170E-18	0.10	1.814E-17	0.04	4.404E-22	0.69	1.741E-15	0.78
A8	2.523E-20	0.16	6.275E-19	0.12	1.195E-17	0.05			1.373E-15	0.86
A9	9.490E-21	0.21	3.464E-19	0.15	8.019E-18	0.06			1.129E-15	0.97
A10	3.619E-21	0.29	1.976E-19	0.18	5.480E-18	0.07			9.267E-16	1.07
A11	1.359E-21	0.37	1.150E-19	0.21	3.789E-18	0.07			7.729E-16	1.15
A12	5.221E-22	0.53			2.670E-18	0.08			6.489E-16	1.28
A13	2.073E-22	0.65			1.917E-18	0.09			5.530E-16	1.33
A14	8.080E-23	0.90			1.388E-18	0.11			4.710E-16	1.51
A15	3.226E-23	1.11							4.153E-16	1.58
ENDF/B-VIII.0										
A2	1.750E-17	0.03	6.580E-17	0.02	3.222E-16	0.01			9.636E-15	0.47
A3	3.561E-18	0.04	2.062E-17	0.02	1.355E-16	0.02	2.462E-20	0.26	5.835E-15	0.51
A4	1.147E-18	0.06	8.928E-18	0.03	7.443E-17	0.02			4.036E-15	0.56
A5	4.021E-19	0.07	4.180E-18	0.04	4.394E-17	0.02	2.671E-21	0.42	2.882E-15	0.62
A6	1.461E-19	0.10	2.060E-18	0.06	2.717E-17	0.03	9.997E-22	0.60	2.161E-15	0.70
A7	5.309E-20	0.13	1.047E-18	0.07	1.726E-17	0.03	3.694E-22	0.76	1.663E-15	0.79
A8	1.969E-20	0.18	5.547E-19	0.09	1.130E-17	0.04			1.293E-15	0.86
A9	7.294E-21	0.23	3.029E-19	0.11	7.543E-18	0.04			1.043E-15	0.98
A10	2.705E-21	0.33	1.706E-19	0.13	5.119E-18	0.05			8.628E-16	1.05
A11	9.972E-22	0.41	9.832E-20	0.16	3.516E-18	0.05			7.330E-16	1.17
A12	3.839E-22	0.60			2.458E-18	0.06			6.166E-16	1.32
A13	1.492E-22	0.74			1.748E-18	0.07			5.156E-16	1.41
A14	5.866E-23	1.05			1.252E-18	0.08			4.449E-16	1.49
A15	2.260E-23	1.28							3.768E-16	1.64
JEFF-3.3										
A2	1.79E-17	0.03	6.689E-17	0.02	3.262E-16	0.02			9.563E-15	0.47
A3	4.00E-18	0.04	2.233E-17	0.03	1.431E-16	0.02	2.575E-20	0.25	5.950E-15	0.51
A4	1.38E-18	0.05	1.009E-17	0.04	8.076E-17	0.03			4.109E-15	0.55
A5	5.14E-19	0.06	4.891E-18	0.06	4.851E-17	0.03	2.953E-21	0.40	2.963E-15	0.61
A6	1.98E-19	0.09	2.472E-18	0.07	3.029E-17	0.04	1.115E-21	0.56	2.233E-15	0.70
A7	7.60E-20	0.11	1.277E-18	0.10	1.930E-17	0.04	4.23E-22	0.71	1.719E-15	0.79
A8	2.96E-20	0.15	6.860E-19	0.12	1.265E-17	0.05			1.369E-15	0.87
A9	1.15E-20	0.19	3.763E-19	0.15	8.401E-18	0.06			1.133E-15	0.97

Продолжение табл. 2

Позиция	$^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$		$^{115}\text{In}(n,n')^{115\text{m}}\text{In}$		$^{103}\text{Rh}(n,n')^{103\text{m}}\text{Rh}$		$^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$		$^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$	
JEFF-3.3										
A10	4.52E-21	0.26	2.128E-19	0.18	5.669E-18	0.07			9.408E-16	1.06
A11	1.74E-21	0.33	1.228E-19	0.22	3.866E-18	0.08			7.681E-16	1.15
A12	6.88E-22	0.46			2.673E-18	0.09			6.675E-16	1.25
A13	2.76E-22	0.56			1.884E-18	0.10			5.554E-16	1.35
A14	1.12E-22	0.77			1.337E-18	0.11			4.906E-16	1.48
A15	4.47E-23	0.94							4.085E-16	1.58
РОСФОНД-2010										
A2	1.78E-17	0.03	6.678E-17	0.02	3.251E-16	0.02			9.516E-15	0.68
A3	3.97E-18	0.04	2.217E-17	0.03	1.415E-16	0.02	2.577E-20	0.25	5.912E-15	0.72
A4	1.36E-18	0.05	9.937E-18	0.04	7.937E-17	0.03			4.086E-15	0.78
A5	5.04E-19	0.06	4.774E-18	0.06	4.757E-17	0.03	2.954E-21	0.40	3.019E-15	0.88
A6	1.92E-19	0.09	2.400E-18	0.08	2.979E-17	0.04	1.121E-21	0.56	2.259E-15	1.00
A7	7.30E-20	0.11	1.234E-18	0.10	1.913E-17	0.04	4.305E-22	0.71	1.735E-15	1.12
A8	2.82E-20	0.16	6.618E-19	0.12	1.268E-17	0.05			1.376E-15	1.26
A9	1.08E-20	0.19	3.654E-19	0.15	8.572E-18	0.06			1.114E-15	1.35
A10	4.18E-21	0.27	2.087E-19	0.17	5.911E-18	0.06			9.118E-16	1.63
A11	1.61E-21	0.34	1.218E-19	0.21	4.122E-18	0.07			7.794E-16	1.68
A12	6.17E-22	0.48			2.927E-18	0.08			6.424E-16	1.84
A13	2.46E-22	0.59			2.124E-18	0.09			5.535E-16	1.94
A14	9.65E-23	0.85			1.549E-18	0.10			4.609E-16	2.09
A15	3.88E-23	1.08							4.134E-16	2.31

Таблица 3

Результаты расчетов скоростей реакций по SCALE 6.2 (с^{-1}) и статистическая погрешность, %

Позиция	$^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$		$^{115}\text{In}(n,n')^{115\text{m}}\text{In}$		$^{103}\text{Rh}(n,n')^{103\text{m}}\text{Rh}$		$^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$		$^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$	
			$^{\text{m}}\text{In}$		$^{\text{m}}\text{Rh}$		a		Au	
Непрерывная по энергии библиотека										
A2	1.791E-17	0.17	6.699E-17	0.15	3.258E-16	0.15			9.519E-15	1.35
A3	3.914E-18	0.33	2.191E-17	0.24	1.401E-16	0.19	2.597E-20	0.47	5.771E-15	1.38
A4	1.319E-18	0.40	9.729E-18	0.28	7.840E-17	0.20			3.995E-15	0.85
A5	4.724E-19	0.45	4.639E-18	0.29	4.653E-17	0.21	3.048E-21	0.72	2.916E-15	0.93
A6	1.772E-19	0.48	2.332E-18	0.37	2.904E-17	0.22	1.152E-21	0.79	2.220E-15	1.01
A7	6.568E-20	0.53	1.194E-18	0.31	1.863E-17	0.22	4.425E-22	0.83	1.683E-15	0.88
A8	2.541E-20	0.57	6.405E-19	0.31	1.226E-17	0.23	2.597E-20	0.47	1.368E-15	0.88
A9	9.587E-21	0.57	3.548E-19	0.34	8.204E-18	0.24			1.091E-15	1.10
A10	3.609E-21	0.58	2.015E-19	0.33	5.588E-18	0.25			9.181E-16	0.86
A11	1.354E-21	0.61	1.183E-19	0.35	3.883E-18	0.27			7.584E-16	0.82
A12	5.183E-22	0.61			2.728E-18	0.27			6.422E-16	0.83
A13	2.068E-22	0.76			1.964E-18	0.28			5.409E-16	0.83
A14	7.950E-23	0.66			1.410E-18	0.32			4.650E-16	0.71
A15	3.115E-23	0.72							4.018E-16	0.69
200-групповая библиотека										
A2	1.832E-17	0.17	6.785E-17	0.15	3.262E-16	0.16			5.206E-15	1.10
A3	3.990E-18	0.31	2.219E-17	0.23	1.442E-16	0.20	2.841E-20	0.42	3.031E-15	0.65
A4	1.337E-18	0.38	9.784E-18	0.26	8.138E-17	0.22			2.126E-15	0.95
A5	4.836E-19	0.51	4.570E-18	0.29	4.883E-17	0.23	3.314E-21	0.61	1.576E-15	0.95
A6	1.799E-19	0.47	2.239E-18	0.31	3.041E-17	0.23	1.271E-21	0.68	1.169E-15	0.73
A7	6.632E-20	0.50	1.111E-18	0.31	1.924E-17	0.24	4.895E-22	0.73	9.141E-16	0.80
A8	2.490E-20	0.53	5.685E-19	0.32	1.251E-17	0.24			7.319E-16	0.60

Продолжение табл. 3.

Позиция	$^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$		$^{115}\text{In}(n,n')^{115}\text{mIn}$		$^{103}\text{Rh}(n,n')^{103}\text{mRh}$		$^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$	$^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$	
200-групповая библиотека									
A9	9.353E-21	0.55	3.009E-19	0.33	8.264E-18	0.27		6.004E-16	0.67
A10	3.492E-21	0.56	1.637E-19	0.33	5.501E-18	0.26		4.980E-16	0.65
A11	1.294E-21	0.58	9.023E-20	0.34	3.689E-18	0.29		4.126E-16	0.97
A12	4.956E-22	0.59			2.510E-18	0.27		3.399E-16	0.50
A13	1.886E-22	0.59			1.714E-18	0.28		2.863E-16	0.77
A14	7.139E-23	0.59			1.179E-18	0.28		2.382E-16	1.09
A15	2.682E-23	0.62						2.025E-16	1.45

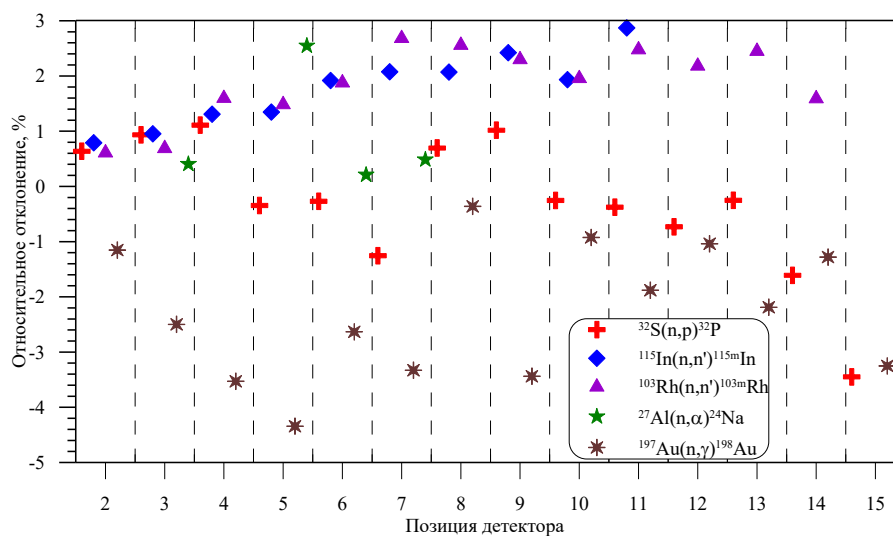


Рис. 5. Относительное отклонение результатов расчета по SCALE 6.2.2 от MCNP 5

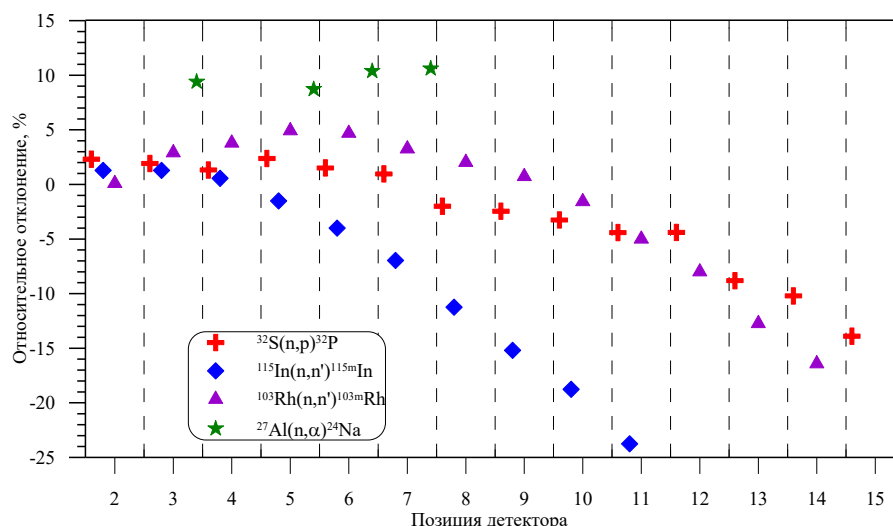


Рис. 6. Относительное отклонение результатов расчета с 200-групповой библиотекой от результатов с непрерывной по энергии библиотекой

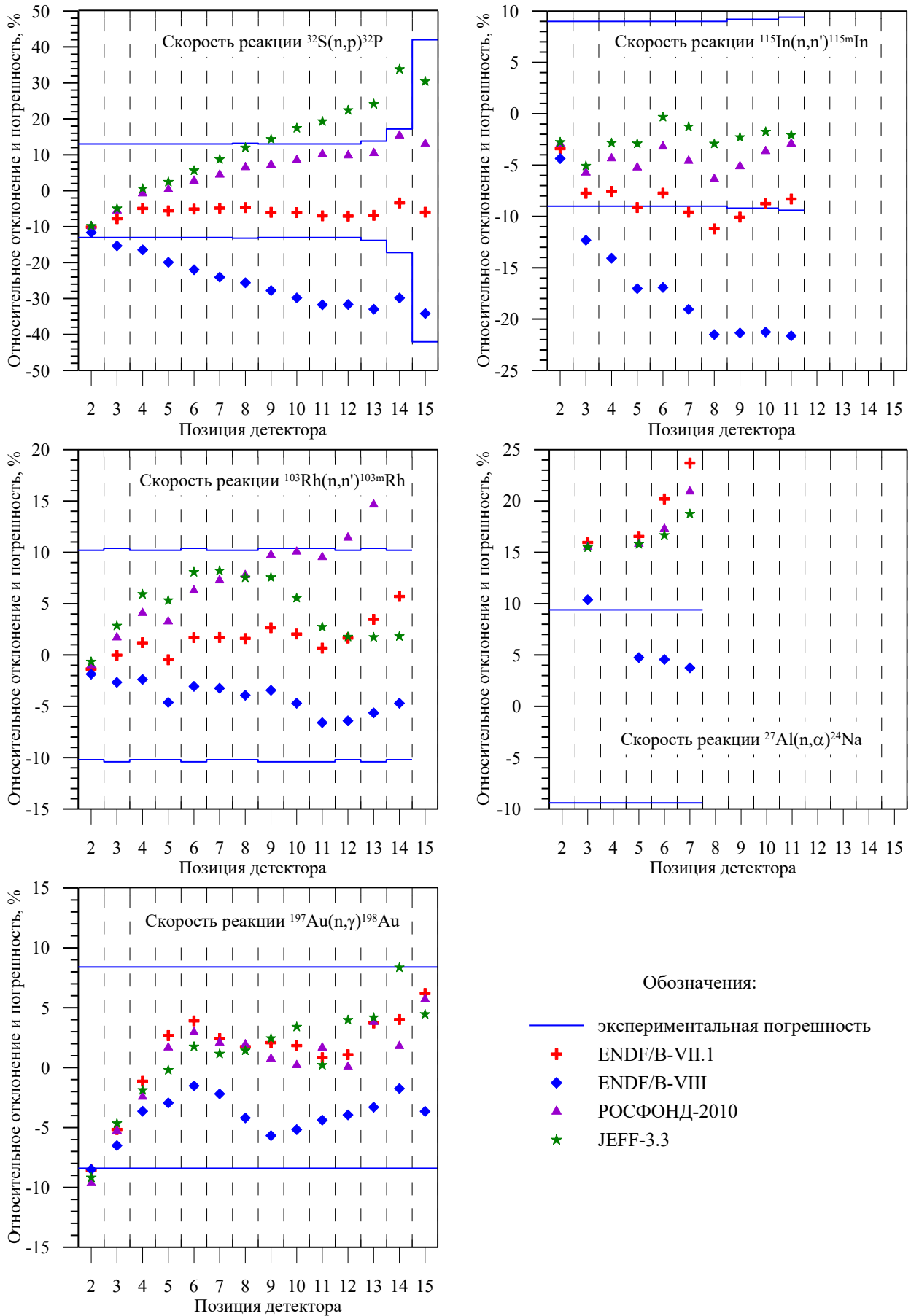


Рис. 7. Относительное отклонение результатов расчета по MCNP 5 с различными библиотеками от экспериментальных данных

Обсуждение результатов

Результаты расчета по MCNP 5 и SCALE 6.2.2 (рис. 5) с различными библиотеками, подготовленными из одних и тех же файлов ENDF/B-VII.1, удовлетворительно коррелируют между собой, максимальное отклонение не превышает 4,3 % и реализуется для скорости реакции $^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$. Это свидетельствует как о корректности подготовки библиотек, так и собственно метода Монте-Карло, реализованного в этих программах.

Из анализа данных, представленных на рис. 6, можно сделать вывод, что результаты расчета с использованием многогрупповой библиотеки значительно отличаются от результатов расчета с использованием непрерывной по энергии зависимостью микросечений.

Из сравнения результатов расчета скоростей реакций по программе MCNP 5 с различными библиотеками микросечений с экспериментальными данными отметим следующее.

1. Результаты расчета скорости реакции $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$ удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными только для библиотек ENDF/B-VII.1 и РОСФОНД-2010. При этом максимальная величина относительного отклонения для этих библиотек находится в пределах экспериментальной погрешности при уровне 2σ . Результаты расчета с библиотекой JEFF-3.3 по мере удаления от конвертора значительно выше экспериментальных данных (до 33,8 %), а с библиотекой ENDF/B-VIII.0 – ниже экспериментальных данных (до 34,1 %). Наилучшее согласие с экспериментом наблюдается для библиотеки ENDF/B-VII.1.

2. Результаты расчета скорости реакции $^{115}\text{In}(n,n')^{115\text{m}}\text{In}$ удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными для всех библиотек за исключением результатов расчета с библиотекой ENDF/B-VIII.0, максимальное относительное отклонение для которой достигает – 21,6 %. Результаты расчета с JEFF-3.3 имеют наименьшее отличие от эксперимента.

3. Расчетные скорости реакции $^{103}\text{Rh}(n,n')^{103\text{m}}\text{Rh}$ удовлетворительно согласуются с экспериментом для всех библиотек за исключением РОСФОНД-2010 в периферийных позициях детекторов. При этом для библиотеки РОСФОНД-2010 наблюдается монотонное возрастание относительного отклонения.

4. Результаты расчета скорости реакции $^{27}\text{Al}(n,\alpha)^{24}\text{Na}$ удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными только для библиотеки ENDF/B-VIII.0. Для других библиотек результаты расчета мало отличаются между собой, а относительное отклонение от эксперимента возрастает по мере удаления от конвертора. Отметим, что на результаты расчета этой скорости реакции значимое влияние оказывает спектр нейтронов деления, неопределенность оценки которого в высокоэнергетической области значительна.

5. Результаты расчета скорости реакции $^{197}\text{Au}(n,\gamma)^{198}\text{Au}$ удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными для всех библиотек.

Заключение

Проведена валидация библиотек нейтронных микросечений, подготовленных из файлов оцененных ядерных данных ENDF/B-VII.1, ENDF/B-VIII.0, JEFF-3.3 и РОСФОНД-2010, применительно к бенчмарк-эксперименту IRON 88, включающему композицию защиты из малоуглеродистой стали. Результаты расчетов по программе MCNP 5 с использованием различных библиотек нейтронных микросечений значительно отличаются между собой (до 2 раз по скорости реакции $^{32}\text{S}(n,p)^{32}\text{P}$), что свидетельствует о имеющихся неопределенностях в микросечениях ядерных реакций на железе. Результаты расчетов с наиболее поздними оценками из ENDF/B-VIII.0 имеют наибольшее отличие от эксперимента. Наиболее точные по отношению к эксперименту результаты расчета наблюдаются при использовании библиотеки ENDF/B-VII.1. Методы подготовки библиотек с непрерывной по энергии зависимостью с использованием комплексов NJOY различных версий и AMPX-6 представляются корректными. Использование многогрупповых библиотек в сочетании с методом Монте-Карло вно-

сит значимую погрешность в результаты расчета, при этом использование непрерывных по энергии библиотек предпочтительнее.

Представленные результаты могут быть полезны оценщикам ядерных данных, разработчикам многогрупповых библиотек, а также разработчикам детерминистских транспортных кодов для верификации используемых численных методов.

Библиографический список

1. MCNP – A General Monte Carlo N-Particle Transport Code, Version 5. LA-UR-03-1987. LANL, 2003.
2. **Rearden B.T., Jessee M.A.** Editors. SCALE Code System, ORNL/TM-2005/39 Version 6.2.2, 2017.
3. SINBAD 2000. Shielding Integral Benchmark Archive and Database. DLC-191. ORNL, 2000.
4. **Kodeli, Ivan** Examples of Use of SINBAD Database for Nuclear Data and Code validation / Ivan Kodeli, Gašper Žerovnik, Alberto Milocco // EPJ Web of Conferences 153, 02010 (2017).
5. **Грабежной, В.А.** Расчет серии экспериментов по радиационной защите из базы данных «SINBAD» с использованием констант «БНАБ-РФ» / В.А. Грабежной, Г.Б. Ломаков, Г.Н. Мантуров // Ядерная и радиационная безопасность. – №2 (84). – 2017.
6. ACE formatted files for the ENDF/B-VII.1 Evaluated Nuclear Data Library. <https://www.nndc.bnl.gov/endl/b7.1/acefiles.html>.
7. Lib80x – Library based on ENDF/B-VIII.0. <https://nucleardata.lanl.gov/ACE/Production/Lib80x.html>
8. JEFF-3.3. http://www.oecd-nea.org/dbdata/jeff/jeff33/#_jeff-33_downloads.
9. РОСФОНД – Российская библиотека Файлов Оцененных Нейтронных Данных. <https://www.ippe.ru/reactors/reactor-constants-datacenter/rosfond-neutron-database>.
10. NJOY99.0 «Code System for Producing, Pointwise and Multigroup Neutron and Photon Cross Sections from ENDFB Data». PSR-480, RSICC, 2000.
11. AMPX-6: A modular code system for processing ENDF/B evaluations. ORNL/TM-2016/43, 2016.
12. International Reactor Dosimetry and Fusion File IRDFF v.1.05, 09 October, 2014. – Режим доступа: <https://www-nds.iaea.org/IRDFF>.

*Дата поступления
в редакцию: 18.12.2019*

V.V. Andreev¹, A.V. Salyaev², S.G. Usynina², S.V. Bronnikov¹

MODELLING THE BENCHMARK EXPERIMENT IRON 88 WITH USE OF PROGRAMS ON THE BASIS OF METHOD MONTE-CARLO

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹
Federal State Unitary Enterprise I.I. Afrikantov OKB Mechanical Engineering²

Purpose: The purpose was validating MCNP5 and SCALE 6.2 together with neutron libraries as applied to the calculation of neutron radiation transport in mild steel shielding of benchmark experiment IRON88.

Design/methodology/approach: We simulated the benchmark experiment by means of MCNP5 and SCALE6 code system using a continuous-energy and 200 multigroup of neutron cross section library.

Findings: As a result, the obtained reaction rates of threshold detectors were compared with the benchmark experiment IRON88. We also determined the error in the result of calculating the reaction rates when using a 200-group library of cross sections in comparison with a continuous-energy library.

Research limitations/implications: The present study can be useful to estimators of nuclear data, developers of multigroup libraries, and also developers deterministic transport codes to verification of used numerical methods.

Originally/value: It is generally accepted that uncertainty of the calculation of reaction rates in benchmark programs depends only on the uncertainty of the estimated nuclear data. Carried out research shows, that methods of preparation of energy-continuous libraries based on the same files of evaluated nuclear data can be of great importance.

Key words: IRON 88, MCNP 5, SCALE-6.2.2, ENDF/B-VII.1, ENDF/B-VIII.0, JEFF-3.3, РОСФОНД-2010, continuous-energy library, reaction rate, uncertainty, benchmark experiment, cross section, code, Monte-Carlo.

УДК 621.039.533

Д.Е. Балувев, Д.В. Диденко, О.Л. Никаноров, С.А. Рогожкин, С.Ф. Шепелев

ИССЛЕДОВАНИЯ ШАРОВОГО ОБРАТНОГО КЛАПАНА В СОСТАВЕ СТЕНДА

Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова

На водяном стенде, расположенном в АО «ОКБМ Африкантов», выполнены испытания полномасштабной модели обратного клапана. Оборудование стенда позволяло моделировать гидродинамические процессы, происходящие при закрытии модели обратного клапана. По результатам испытаний было принято решение доработать проточную часть обратного клапана с целью снижения величины скачка давления при его закрытии. Гидродинамические характеристики обратного клапана модернизированной конструкции рассчитывались с помощью методики, базирующейся на использовании CFD-кода Flow Vision. Методика позволяла моделировать гидродинамические процессы, происходящие в стенде. Изготовлена полномасштабная модель клапана и проведены ее испытания на водяном стенде. Выполненный комплекс расчетно-экспериментальных исследований позволил модернизировать конструкцию обратного клапана, в результате чего был снижен расход закрытия и величина скачка давления. Показано, что расчетная модель на базе CFD-кода Flow Vision корректно описывает гидродинамические процессы, происходящие при срабатывании обратного клапана.

Ключевые слова: реактор с жидкометаллическим теплоносителем, система безопасности, обратный клапан, модель обратного клапана, CFD-код, стенд для испытаний.

Введение

Одним из основных элементов системы безопасности проектируемого реактора с жидкометаллическим теплоносителем является обратный клапан, являющийся элементом теплообменника данной системы, отводящего тепло от активной зоны в аварийных ситуациях, связанных с нарушением нормального теплоотвода. В режимах нормальной эксплуатации обратный клапан должен быть закрыт, а в режимах нарушения нормальной эксплуатации реактора, требующих подключения системы безопасности, клапан должен открываться, обеспечивая возможность подвода теплоносителя, охлажденного в теплообменнике системы безопасности, к сборкам активной зоны.

Исследования проектируемого обратного клапана ведутся в соответствии с комплексом расчетно-экспериментальных исследований [1], включающим в себя несколько последовательных этапов, предусматривающих отработку конструкции клапана на моделях и анализ полученных данных о характеристиках его работы.

К настоящему времени были выполнены два этапа исследований, в ходе которых была выбрана и исследована базовая конструкция обратного клапана.

Постановка задачи исследований

Из технических требований к разработке конструкции обратного клапана следует, что основными гидродинамическими параметрами, характеризующими его работу, являются величина расхода закрытия и гидравлическое сопротивление при подаче теплоносителя на запирающий элемент. Однако испытания полномасштабной модели обратного клапана базовой конструкции [2, 3] показали, что кроме этих двух основных гидродинамических характеристик еще одной гидродинамической характеристикой клапана, влияющей на работу реактора, является величина скачка давления в трубопроводе при его закрытии. Для исследованной базовой конструкции клапана величина скачка давления оказалась недопустимо высокой.

Согласно теории Жуковского [4], величина скачка давления, возникающего в подводящем трубопроводе при закрытии обратного клапана, прямо пропорциональна величине расхода закрытия клапана (1):

$$\Delta P = a \cdot \rho \cdot \frac{Q}{A} \quad (1)$$

где a – скорость распространения возмущений в трубопроводе, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; Q – расход закрытия клапана, м³/с; A – площадь проходного сечения подводящего трубопровода, м².

Для снижения скачка давления ΔP было принято решение изменить конструкцию клапана относительно базовой конструкции, исследованной ранее [2]. В результате модернизации были внесены изменения в конструкцию проточной части, направленные на снижение величины расхода закрытия клапана Q . Анализ показал, что уменьшения величины расхода закрытия можно добиться увеличением гидродинамической силы, действующей на запирающий элемент, а также уменьшением его массы таким образом, чтобы выполнялось условие (2):

$$\int_S (p + \tau_w) \cdot dS > (m_o - m)g \quad (2)$$

где p – давление теплоносителя на поверхности запирающего элемента, Па; τ_w – касательное напряжение на поверхности запирающего элемента, Н/м²; S – поверхность запирающего элемента, м²; m_o , m – массы запирающего элемента и вытесненного им теплоносителя соответственно, кг; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Модель обратного клапана модернизированной конструкции представлена на рис. 1.

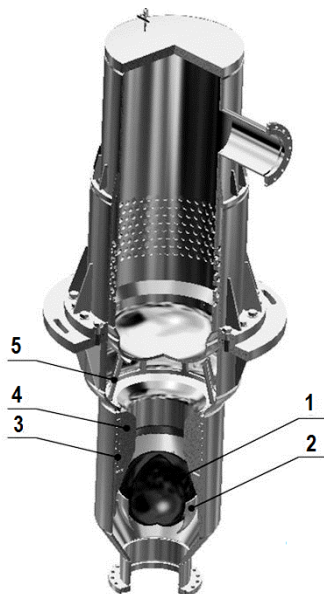


Рис. 1. Модель обратного клапана:

1 – запирающий элемент (тонкостенная сфера); 2 – опора; 3 – лабиринтное уплотнение;
4 – седло; 5 – входная решетка теплообменника

Ключевым элементом данной конструкции клапана является опора, формирующая на запирающем элементе распределение давления, при котором гидродинамическая сила, действующая на него со стороны потока, оказывается больше веса запирающего элемента в теплоносителе.

Модель обратного клапана модернизированной конструкции была исследована на водяном стенде, расположенном в АО «ОКБМ Африкантов».

Методика экспериментальных исследований

Модернизированная модель обратного клапана испытывалась на стенде, общий вид которого представлен на рис. 2.

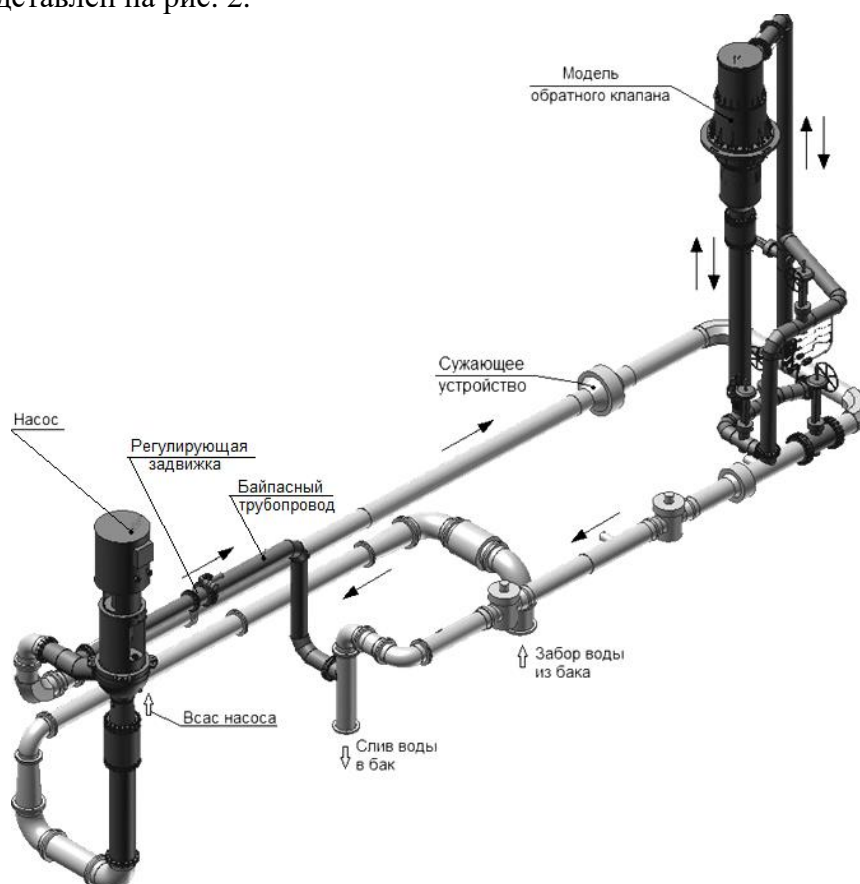


Рис. 2. Испытательный стенд

Стенд состоит из двух параллельных трасс, на одной из которых расположена испытываемая модель, а на другой (байпасный трубопровод) – задвижка, регулирующая подачу воды в трассу расположения клапана. С точки зрения гидравлики, байпасный трубопровод с регулирующей задвижкой моделирует гидравлическое сопротивление активной зоны проектируемого реактора, а трасса расположения обратного клапана моделирует гидравлику системы безопасности. Обе трассы замыкаются на бак кавитационный со свободным уровнем воды, который предназначен для предотвращения кавитации в стенде за счет создания избыточного давления в газовой полости.

Рабочей средой при испытаниях являлась вода при температурах от 22 до 27 °С. Модель испытывалась при значениях расходов воды от 200 до 2500 м³/ч. Регулирование расхода воды в стенде осуществлялось задвижкой на байпасном трубопроводе, а также с помощью изменения частоты вращения вала насоса.

Погрешности определения гидродинамических параметров в данных исследования составляли:

- расход воды: от $\pm 5,2$ м³/ч в диапазоне от 90 до 250 м³/ч, до $\pm 81,8$ м³/ч в диапазоне от 1300 до 2100 м³/ч;
- перепад давления на запирающем элементе: $\pm 1,15$ Па при подаче воды на запирающий элемент, $\pm 7,2$ Па при подаче воды под запирающий элемент;
- давление воды в стенде: $\pm 0,2\%$ от верхнего предела измерений, составлявшего при испытаниях для разных датчиков от 0,5 до 1,0 МПа.

В ходе испытаний исследовалось распределение расхода воды в стенде, перепады давления на модели обратного клапана при подводе воды под запорный элемент и на него (для исследования гидравлического сопротивления клапана как элемента системы безопасности реактора), а также распределение давления в стенде.

Для исследования давления в контрольных точках стенда были использованы высокоскоростные датчики, позволяющие отслеживать давление с частотой до 10 кГц.

Результаты экспериментальных исследований

Основные результаты испытаний модели обратного клапана в сравнении с результатами, полученными для базовой конструкции, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты испытаний модели обратного клапана

Гидродинамическая характеристика	Конструкция модели обратного клапана	
	Базовая	Модернизированная
Расход закрытия, м ³ /ч	613	196
Величина скачка давления при расходе закрытия, кПа	951	334
Гидравлическое сопротивление, Па	277	375

Как видно из таблицы, величина расхода закрытия модели обратного клапана модернизированной конструкции оказалась намного ниже аналогичной величины расхода закрытия конструкции клапана, испытанной ранее – почти в три раза. Величина скачка давления при закрытии клапана уменьшилась при этом также почти в три раза. Значение величины гидравлического сопротивления открытого клапана модернизированной конструкции при подаче теплоносителя на запирающий элемент по сравнению с ранее исследованной конструкцией клапана увеличилось чуть более, чем на треть.

На рис. 3 представлены данные об изменении давления над и под клапаном в процессе его закрытия.

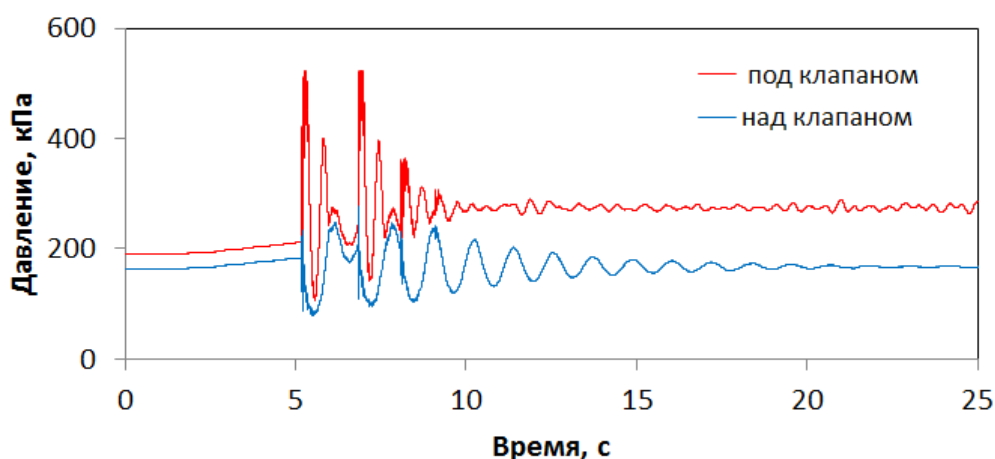


Рис. 3. Распределение давления в стенде при закрытии модели

Анализ полученных данных показал, что наибольший скачок давления, обусловленный закрытием модели обратного клапана, возникает в двух точках: непосредственно в районе расположения клапана и на входе в бак кавитационный. Также наблюдается снижение величины скачка давления, возникающего при закрытии обратного клапана, пропорцио-

нально расстоянию от рассматриваемого участка до источника возмущения. В ходе исследований было обнаружено: при недостаточном перепаде давления на запирающем элементе клапан, раз закрывшись, открывается, и этот процесс закрытия-открытия повторяется.

Для удержания обратного клапана исследуемой конструкции в закрытом состоянии перепад давления на запирающем элементе должен удовлетворять условию:

$$\Delta p \geq \frac{(m_o - m)g}{S_o} \quad (3)$$

где Δp – перепад полного давления на запирающем элементе закрытого клапана, Па;
 S_o – площадь поперечного сечения проточной части клапана, перекрываемая запирающим элементом, прижатым к седлу, м².

Очевидно, что величина перепада давления Δp равна величине перепада давления на байпасном трубопроводе. Таким образом, в ходе экспериментальных исследований была выявлена еще одна важная гидродинамическая характеристика, характеризующая работоспособность обратного клапана – требуемый для удержания клапана в закрытом состоянии перепад давления байпасе обратного клапана.

Расчетные исследования

Для анализа полученных результатов и с целью верификации расчетных методик, применяемых при проектировании обратного клапана, с использованием CFD-кода отечественной разработки Flow Vision были выполнены расчетные исследования модели клапана в составе стенда.

На рис. 4 представлены результаты расчета гидродинамической силы, действующей на запирающий модели обратного клапана при подаче воды под него. Расчет выполнялся в стационарной постановке при использовании k-ε модели турбулентности.

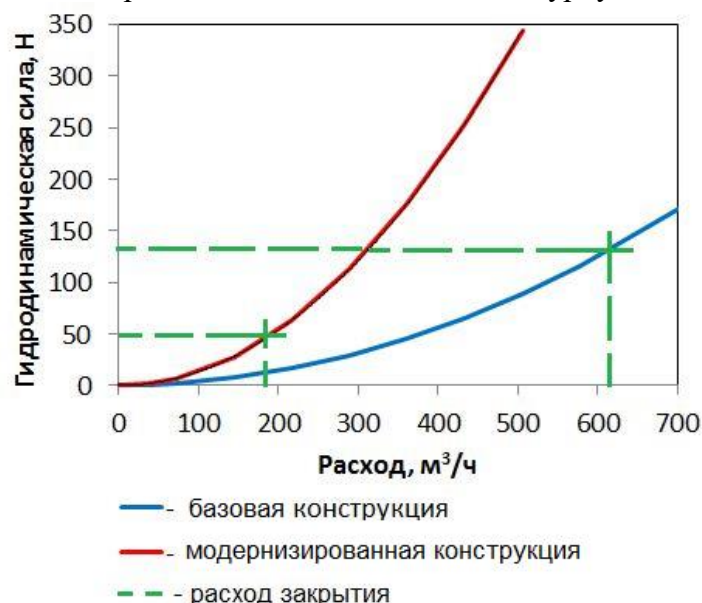


Рис. 4. Результаты расчетов гидродинамической силы, действующей на запирающий элемент

Из рис.4 видно, что модернизация конструкции модели привела к резкому возрастанию гидродинамической силы, действующей на запирающий элемент со стороны потока воды.

На рис. 5 представлены результаты расчета давлений и скоростей воды в испытательном стенде при исследовании закрытия модели. Расчет выполнялся в нестационарной постановке при использовании k-ε модели турбулентности.

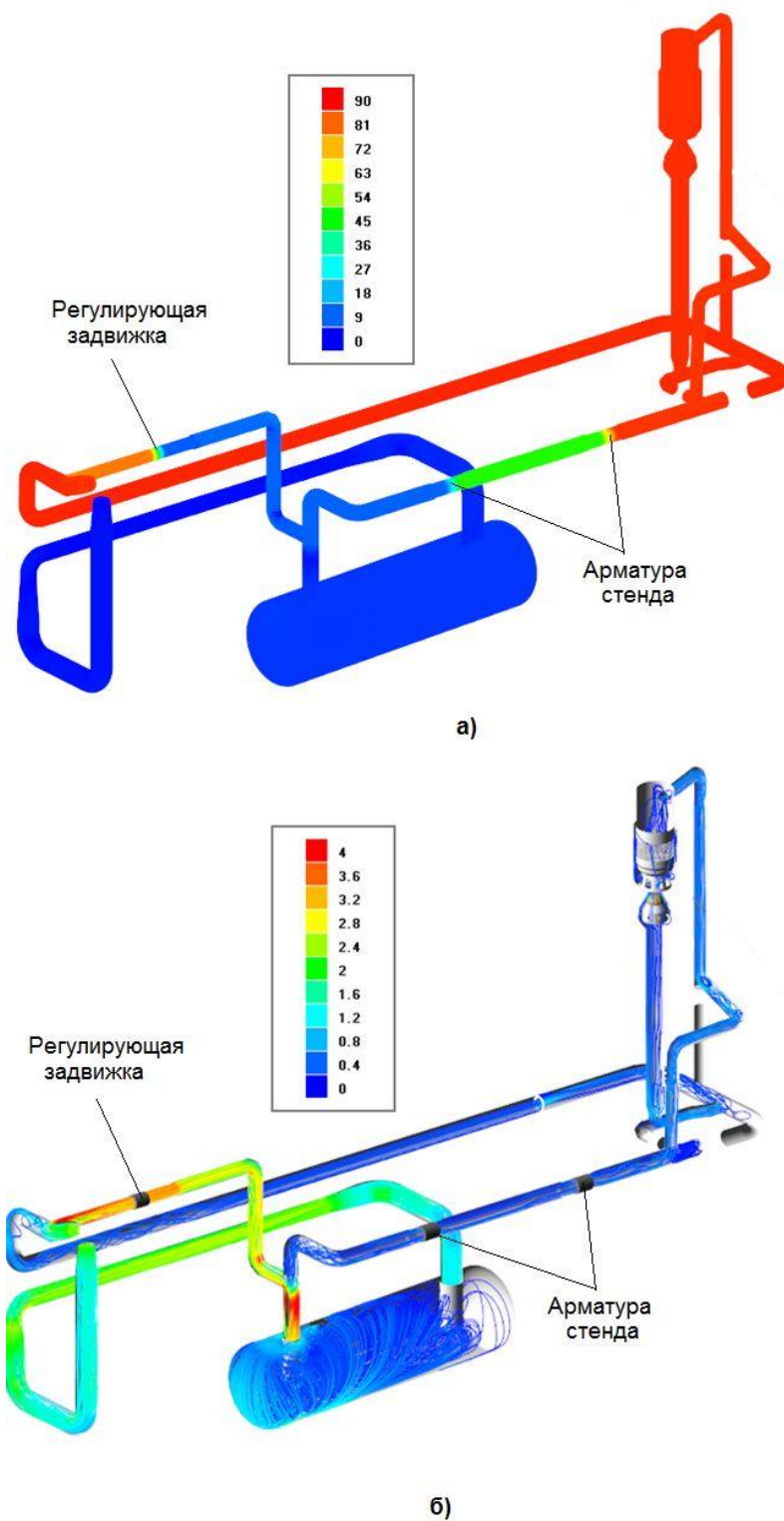


Рис. 5. Распределение давления (а) и скоростей (б) в стенде (до закрытия модели)

Сравнение величин гидродинамических характеристик клапана, полученных расчетным путем, с результатами испытаний, показало, что расчетная величина расхода закрытия модели обратного клапана отличается от экспериментально определенной величины не более, чем на 3 %.

В то же время величина максимального скачка давления в стенде при закрытии модели обратного клапана отличается от экспериментально определенной величины не более, чем на 18 %, что может быть связано с тем, что примененная расчетная модель не учитывает

в полном объеме все динамические эффекты, происходящие в стенде, в частности, влияние работы циркуляционного насоса, а также упругие свойства стенок трубопроводов (толщина стенок труб не моделировалась). Скорость звука в теплоносителе по результатам испытаний была оценена величиной в пределах от 1 000 до 1 100 м/с, что свидетельствует о незначительном содержании в воде газа [5], наличие которого могло бы существенно исказить результаты исследований.

Сопоставление данных о распределении давлений в стенде, полученных расчетным путем, с экспериментальными данными, показало, что в рамках принятых предположений расчетная модель обратного клапана в составе стенда для испытаний корректно описывает основные гидродинамические процессы, происходящие при закрытии клапана.

Заключение

В ходе испытаний полномасштабной модели обратного клапана базовой конструкции, проектируемого ядерного реактора с жидкометаллическим теплоносителем, были отмечены скачки давления, возникающие при закрытии клапана, величина которых оказалась неприемлемой.

В связи с тем, что величина скачка давления при резком закрытии клапана прямо пропорциональна величине расхода среды, циркулирующей через него, для уменьшения величины скачков давления была выполнена модернизация его конструкции, направленная на снижение величины расхода закрытия.

Гидродинамические характеристики обратного клапана модернизированной конструкции были рассчитаны с использованием CFD-кода Flow Vision. После этого была изготовлена полномасштабная модель клапана и проведены её испытания на водяном стенде.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- расчетная модель обратного клапана в составе стенда для испытаний позволяет с высокой степенью точности определять гидродинамические характеристики обратного клапана и корректно описывает основные гидродинамические процессы, происходящие в гидравлическом контуре расположения обратного клапана при его закрытии;
- модернизация конструкции обратного клапана по сравнению с конструкцией, которая испытывалась на предыдущем этапе исследований, позволила существенно снизить величину расхода закрытия и скачка давления, возникающего при закрытии клапана;
- обратный клапан модернизированной конструкции выполняет функции, которые требуются от него, как от элемента системы безопасности проектируемого реактора с жидкометаллическим теплоносителем.

Библиографический список

1. **Балуев, Д.Е.** Обоснование комплекса расчетно-экспериментальных исследований обратного клапана / Д.Е. Балуев, Е.В. Гайдукова, О.Л. Никаноров, С.Л. Осипов, С.А. Рогожкин, С.Ф. Шепелев // Научно-технический семинар «Проблемы верификации и применения CFD кодов в атомной энергетике», сборник тезисов, ОАО «ОКБМ Африкантов», 2012.
2. **Балуев, Д.Е.** Расчетно-экспериментальный анализ гидродинамики полномасштабной модели обратного клапана / Д.Е. Балуев, О.Л. Никаноров, С.А. Рогожкин, С.Ф. Шепелев // Научно-технический семинар «Проблемы верификации и применения CFD кодов в атомной энергетике», сборник тезисов, АО «ОКБМ Африкантов», 2016.
3. **Балуев, Д.Е.** Экспериментальные и расчетные исследования обратного клапана с шаровым запирающим элементом / Д.Е. Балуев, О.Л. Никаноров, С.А. Рогожкин, С.Ф. Шепелев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2019. – №1(124). – С. 67-63.

4. Указания по защите водоводов от гидравлического удара. – М.: Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1961.
5. **Переверзев, С.Ю** Учет влияния нерастворенного воздуха на переходные процессы в напорных трубопроводах // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2016. – №1. – С.59-61.

*Дата поступления
в редакцию: 04.02.2020*

D.E. Baluev, D.V. Didenko, O.L. Nikanorov, S.A. Rogozhkin, S.F. Shepelev

**STUDIES OF A CHECK VALVE WITH A BALL LOCKING ELEMENT
AS A PART OF THE TEST FACILITY**

Federal State Unitary Enterprise I.I. Afrikantov OKB Mechanical Engineering

Subject: The subjective of this study is the analysis of results of check valve model with the ball locking element investigations.

Methodology: Experimental studies of the check valve model were performed on water test facilities located at the JSC «Afrikantov OKBM» territory. Calculation study was carried out based on the methodology applying CFD-codes Flow Vision.

Results: Experimental and calculation data on the hydrodynamic characteristics of check valve were received during the studies as a part of test facility.

Conclusions: In the results of the data comparison received experimentally and by calculations it was concluded that requirements originally established for the construction of the check valve are fulfilled and calculations methods based on the Flow Vision codes are available to be used for design engineering in check valve construction.

Key words: liquid metal cooled reactor, safety system, check valve, check valve model, CFD code, test facility.

УДК 532.542.4

М.И. Ершова¹, А.В. Шилов², Д.Н. Солнцев¹**РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ ПОТОКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ
В РАЗДАЮЩЕМ КОЛЛЕКТОРЕ**Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова²

Исследованы варианты конструктивного исполнения раздающего коллектора энергетических установок. Проведен анализ результатов расчетных исследований, методика которых базируется на использовании CFD-кода ANSYS-CFX и расчетной программы Piping Systems Fluid Flow 3. Выполнено численное моделирование процесса течения теплоносителя в разных конструкциях раздающего коллектора, исследовано распределение расхода теплоносителя и его влияние на температурные режимы работы элементов теплообменного оборудования. Получены гидравлические характеристики разных вариантов конструктивного исполнения раздающего коллектора, выполнено их сопоставление. Сделана оценка возможности использования нового варианта компоновки раздающего коллектора.

Ключевые слова: раздающий коллектор, энергетическая установка, гидравлические характеристики, CFD-код, численное моделирование.

В условиях тенденции к уменьшению размеров энергетических установок, связанных с расширением области использования атомной энергии, становится актуальным рассмотрение вопросов компактности элементов реакторных установок, в том числе – коллекторов. В настоящей работе представлено исследование нового варианта конструктивного исполнения раздающих коллекторов.

Существующие теоретические исследования и экспериментальные данные об особенностях течения жидкости в раздающих коллекторах носят разрозненный характер и учитывают только отдельные факторы, влияющие на гидравлические характеристики. В технической литературе отсутствует анализ распределения расхода теплоносителя (полей скоростей) в разных коллекторах. Следует обратить внимание, что анализ гидродинамики потока теплоносителя необходим для определения температурных режимов работы элементов теплообменного оборудования, которые непосредственно влияют на надежность и энергетическую эффективность работы ядерных энергетических установок – реакторов и тепловых электрических станций.

Оптимальный режим работы теплообменных устройств предполагает, что теплопередача от каждого теплопередающего элемента к теплоносителю должна быть наибольшей при исключении возможности превышения максимально допустимой температуры поверхности. Надежный теплосъем возможно осуществить при условии наличия данных о гидравлических характеристиках элементов трактов теплоносителя и, в частности, раздаточных коллекторов.

В настоящее время существуют классические и хорошо изученные конструкции коллекторов: раздающие и собирающие коллекторы переменного и постоянного сечения с геометрически линейно расположенными ответвлениями, цилиндрические коллекторы, напорные камеры теплообменников. Гидравлические характеристики первых были рассмотрены и подробно описаны И.Е. Идельчик [1]. Исследованием цилиндрических коллекторов, напорных камер теплообменников занимались российские ученые Г.А. Филиппов, А.Ю. Дубоносов, Б.Н. Габрианович [2-4]. Вместе с тем, анализу гидравлических характеристик других конструктивных исполнений коллекторов в специальной литературе уделяется недостаточное внимание.

В связи со стремлением к экономии пространства, компактности и, соответственно, снижению металлоемкости, необходимо рассмотреть новое конструктивное исполнение раздающего коллектора. Его классический вариант имеет постоянное значение проходного сечения в направлении от опускной трубы к дальнему от нее соплу и предполагает последовательную раздачу теплоносителя в сопла [1]. Конструктивными отличиями нового исполнения являются переменное значение проходного сечения в направлении от опускной трубы к дальнему от нее соплу, а также уменьшенный за счет этого горизонтальный габаритный размер коллектора. В новом варианте проходное сечение коллектора у основания опускной трубы соответствует проходному сечению классического варианта, а в наиболее широком месте в 2 раза превышает проходное сечение классического варианта. В результате раздача воды на дальние сопла происходит не последовательно, а параллельно.

Цель исследования – проведение расчетного анализа влияния конструктивного исполнения коллектора на теплофизические параметры теплообменных устройств, на которые подается расход теплоносителя с данного коллектора при последовательном подключении.

В соответствии с указанной целью было проведено сравнение гидравлических характеристик трех вариантов исполнения коллектора: первого варианта «симметричный новый», представленного на рис. 1, второго варианта «симметричный классический» (рис. 2) и третьего варианта исполнения коллектора «несимметричный» (рис. 3), совмещающего в себе «симметричный новый» и «симметричный классический» варианты с разных сторон от опускной трубы.

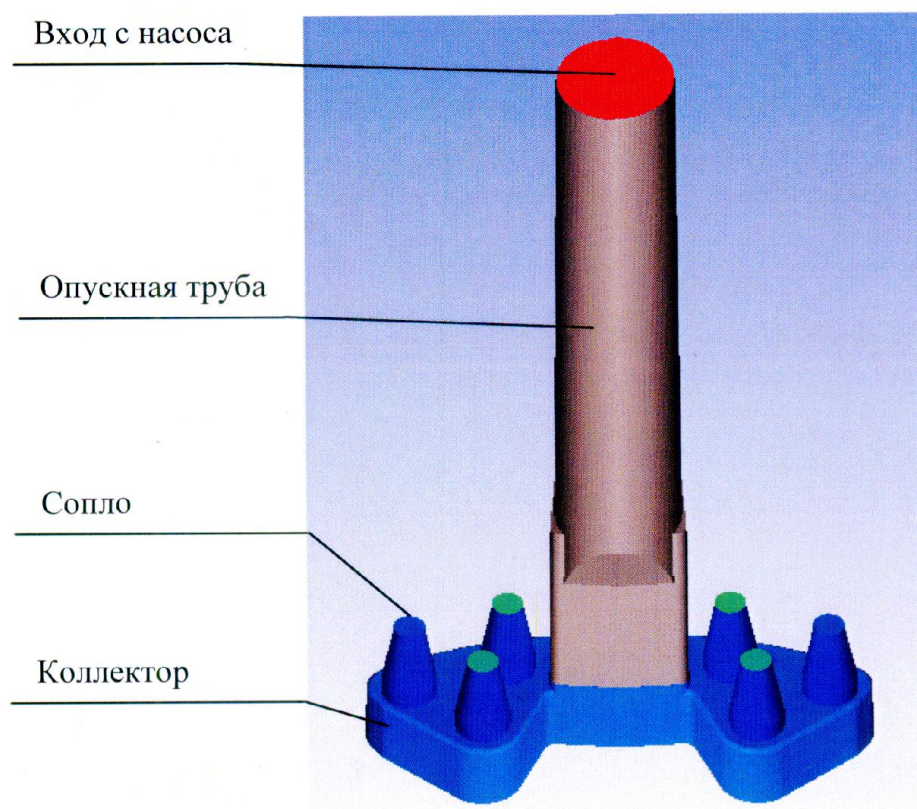


Рис. 1. «Симметричный новый» вариант исполнения раздающего коллектора

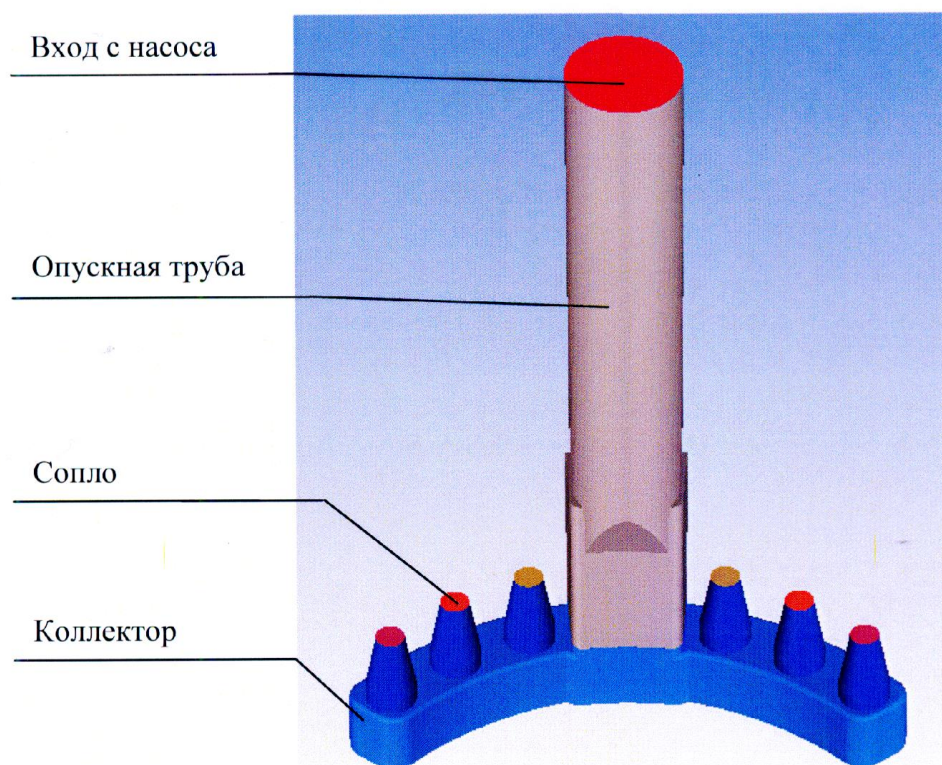


Рис. 2. «Симметричный классический» вариант исполнения раздающего коллектора

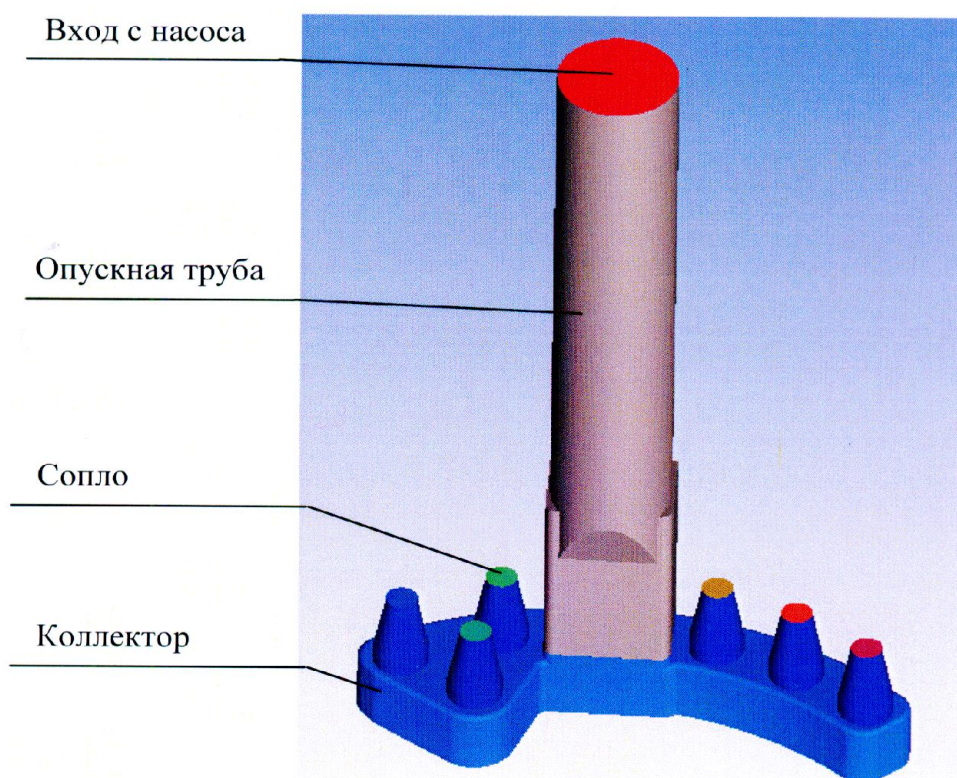


Рис. 3. «Несимметричный» вариант исполнения раздающего коллектора

Гидравлический расчет коллектора был произведен с использованием программ Piping Systems Fluid Flow 3 и CFD-кода ANSYS-CFX.

Программное средство Piping Systems Fluid Flow 3 предназначено для проведения изотермических и неизотермических гидравлических расчетов. Для осуществления расчета была разработана расчетная схема, представленная на рис. 4.

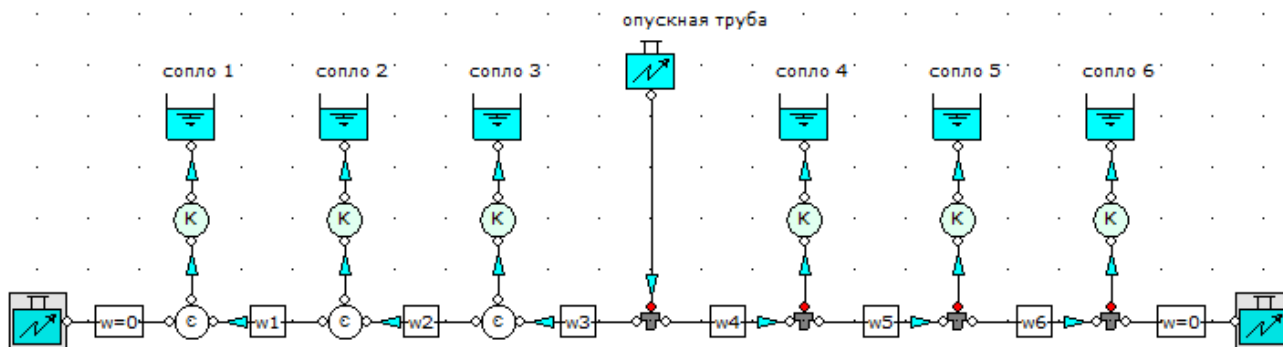


Рис. 4. Расчетная модель в Piping Systems Fluid Flow 3

Согласно алгоритму программы Piping Systems Fluid Flow 3, расходы и гидравлическое сопротивление участков (веток) гидравлической сети произвольной структуры при заданной температуре теплоносителя и заданных гидравлических характеристиках данных участков, определяются из уравнений, составленных на основании первого и второго законов Кирхгофа:

$m - 1$ уравнений баланса расходов в узлах (в сети всего m узлов) (1):

$$\sum_i G_{i,j} + q_j = 0 \quad (1)$$

n уравнений перепада давления на ветках (в сети всего n веток) (2):

$$\sum_i \Delta p_{i,k} = 0 \quad (2)$$

где $G_{i,j}$ – расход теплоносителя через i -ю ветку, втекающего или вытекающего из j -го узла, кг/с; q_j – источник или сток теплоносителя в j -м узле, кг/с; $\Delta p_{i,k}$ – перепад давления на i -й ветке k -го контура, Па.

Гидравлическое сопротивление расчетного участка определяется по зависимости (3):

$$\Delta P = k_{зудр} \cdot \left(\sum \xi_m + \lambda_{mp} \cdot \frac{L}{d_2} \right) \cdot \frac{W^2}{2 \cdot \nu} \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

где $k_{зудр}$ – коэффициент запаса на неучтенные потери ($k_{зудр} = 1$); ξ_m – коэффициенты местных сопротивлений, определяемые по рекомендациям; λ_{mp} – линейный коэффициент сопротивления трения; L – длина участка, м; d_2 – гидравлический диаметр, м; W – скорость теплоносителя на участке, м/с; ν – удельный объем, м³/кг.

Исходные данные для гидравлического расчета представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для гидравлического расчета

Наименование параметра	Значение
Рабочая среда	вода
Температура, °С	158
Давление, МПа	18,5
Расход на коллектор, кг/с	150

Полученные результаты для «симметричного нового» варианта конструкции коллектора представлены в табл. 2. Обозначения участков приведены в соответствии с рис. 4.

Таблица 2

Результаты гидравлического расчета для «симметричного нового» варианта конструкции коллектора

Наименование параметра	Значение					
	Сопло 1	Сопло 2	Сопло 3	Сопло 4	Сопло 5	Сопло 6
Участок						
Расход, кг/с	25,99	24,89	24,12	24,12	24,89	25,99
Скорость на выходе, м/с	4,5	4,3	4,2	4,2	4,3	4,5
Участок	w1	w2	w3	w4	w5	w6
Скорость, м/с	1,8	3,5	5,5	5,5	3,5	1,8

Полученные результаты для «симметричного классического» варианта конструкции коллектора представлены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты гидравлического расчета для «симметричного классического» варианта конструкции коллектора

Наименование параметра	Значение					
	Сопло 1	Сопло 2	Сопло 3	Сопло 4	Сопло 5	Сопло 6
Участок						
Расход, кг/с	25,37	25,36	24,27	24,27	25,36	25,37
Скорость на выходе, м/с	4,4	4,4	4,2	4,2	4,4	4,4
Участок	w1	w2	w3	w4	w5	w6
Скорость, м/с	1,8	3,6	5,4	5,4	3,6	1,8

Полученные результаты для «несимметричного» варианта конструкции коллектора представлены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты гидравлического расчета для «несимметричного» варианта конструкции коллектора

Наименование параметра	Значение					
	Сопло 1	Сопло 2	Сопло 3	Сопло 4	Сопло 5	Сопло 6
Участок						
Расход, кг/с	25,79	24,93	24,09	24,31	25,43	25,45
Скорость на выходе, м/с	4,5	4,3	4,2	4,2	4,4	4,4
Участок	w1	w2	w3	w4	w5	w6
Скорость, м/с	1,8	3,6	5,3	5,5	3,6	1,8

В соответствии с проведенным анализом полученных результатов расчета, проведенного в программе Piping Systems Fluid Flow 3, неравномерность распределения расходов в соплах раздающего коллектора составляет: для «симметричного нового» варианта $\sim 7,2\%$, для «симметричного классического» варианта $\sim 4,3\%$, для «несимметричного» варианта $\sim 6,6\%$.

На следующем этапе исследования был выполнен гидравлический расчет трех вариантов конструктивного исполнения коллекторов с использованием CFD-кода ANSYS – CFX. Данная программа предназначена для моделирования течения жидкостей, процессов тепло- и массообмена, в настоящее время активно используется в международной практике [5]. Для проведения гидравлического расчета раздающего коллектора в 3D постановке были созданы с помощью сеточного генератора ANSYS ICEM конечно-элементные модели, состоящие из опускной трубы, коллектора и выходных сопел. Конечно-элементная модель содержит ~ 500 тыс. сеточных элементов. Общий вид модели, выполненный на примере «симметричного классического» варианта коллектора, представлен на рис. 5.

Для «несимметричного» варианта коллектора была определена оптимальная автоматическая разбивка конечно-элементной модели со структурой Hexa-Core, которая используется также для симметричных вариантов. При расчете применялась модель турбулентности $k-\varepsilon$.

Для симметричных вариантов конструкции была смоделирована $\frac{1}{2}$ часть коллектора.

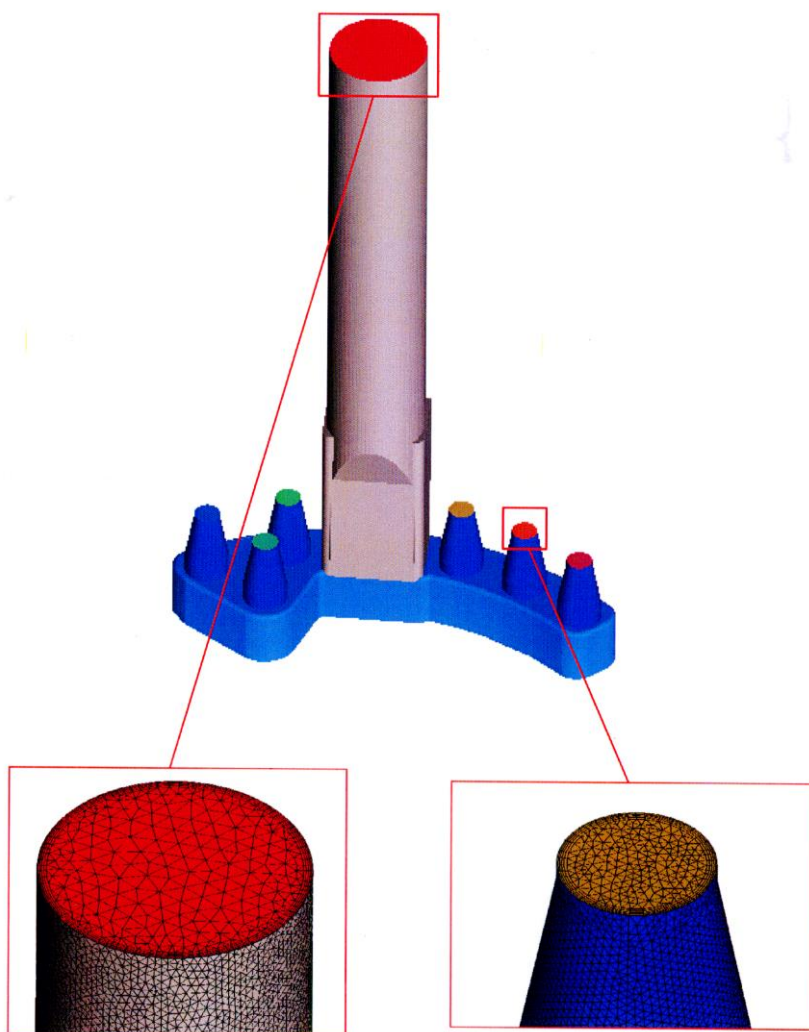


Рис. 5. Расчетная модель для «симметричного классического» варианта коллектора

Результаты расчета в 3D постановке представлены в табл. 5. Номера сопел соответствуют схеме, представленной на рис. 4.

ΔG_{\max} – максимальная неравномерность распределения расходов в соплах.

Таблица 5

Результаты расчета в 3D постановке

Число элементов	Расход, кг/с						ΔG_{\max} , %
	Сопло 1	Сопло 2	Сопло 3	Сопло 4	Сопло 5	Сопло 6	
Симметричный новый коллектор							
515166	28,33	23,23	24,45	24,45	23,23	28,33	18
Симметричный классический коллектор							
506150	25,32	25,64	24,04	24,04	25,64	25,32	6,3
Несимметричный коллектор							
621984	27,36	22,71	24,7	24,15	26,53	25,59	17

В соответствии с проведенным анализом полученных результатов расчета, с использованием CFD-кода ANSYS – CFX, неравномерность распределения расходов в соплах раздающего коллектора составляет: для «симметричного нового» варианта ~18 %, для «симметричного классического» варианта ~6,3 %, для «несимметричного» варианта ~17 %.

Более подробно результаты расчетов показаны для «несимметричного» варианта коллектора, поскольку на примере данного варианта можно наглядно продемонстрировать характер распределения скоростей и давления, как при классическом расположении сопел (рис. 6 – правая сторона коллектора), так и при новом варианте расположения (рис. 6 – левая сторона коллектора). В симметричных вариантах характер распределения потоков аналогичен соответствующей половине несимметричного коллектора.

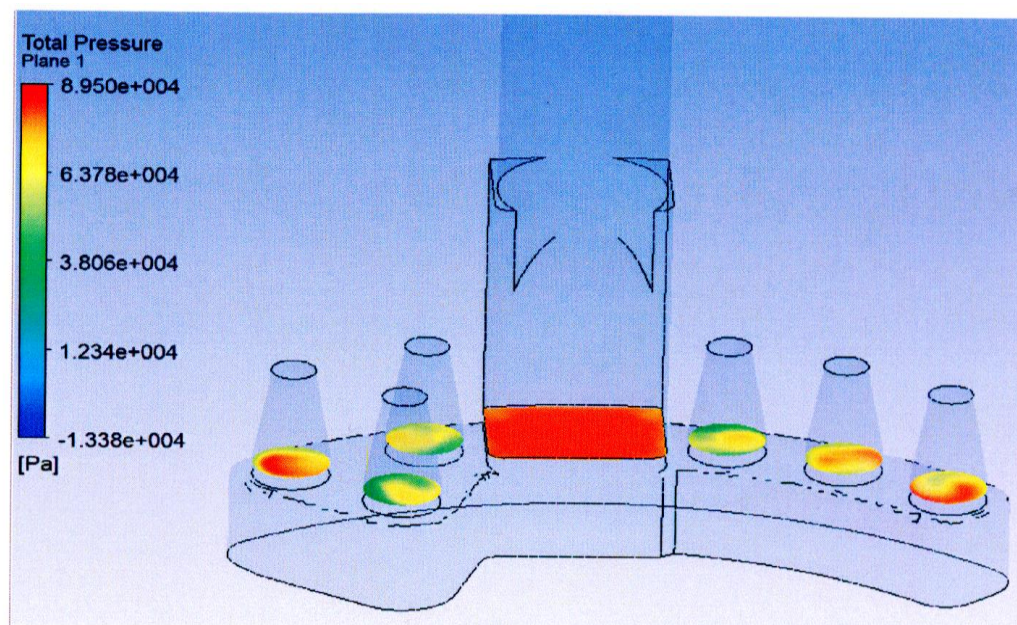


Рис. 6. Распределение давления на участках входа потока в сопла в «несимметричном» варианте коллектора

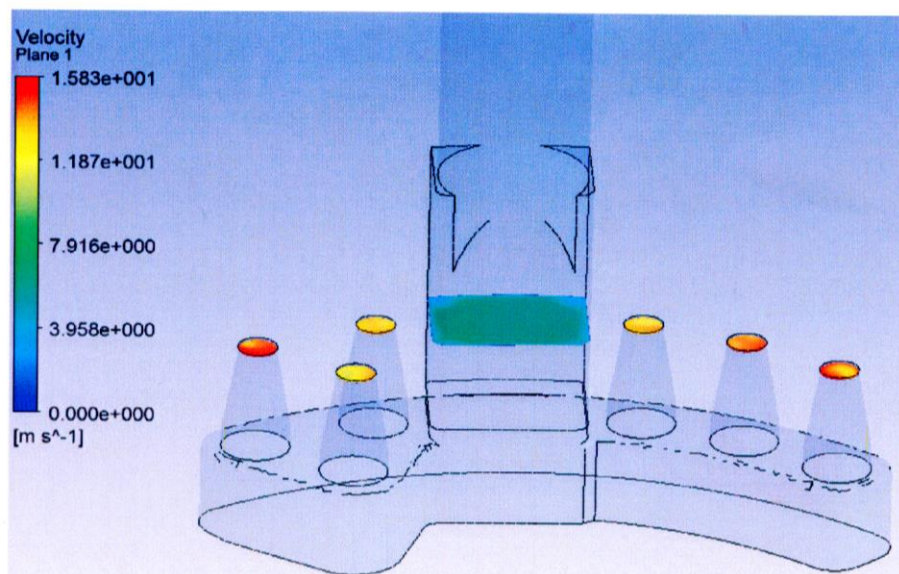


Рис. 7. Распределение скоростей на участке выхода потока из сопел в «несимметричном» варианте коллектора

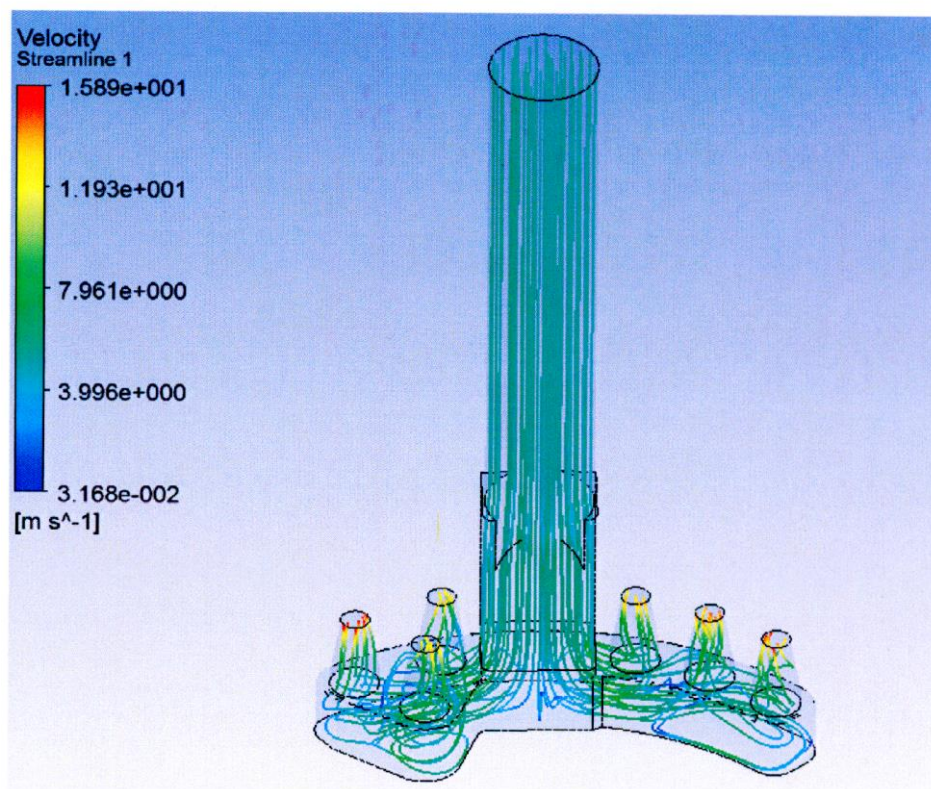


Рис. 8. Распределение скоростей в «несимметричном» варианте коллектора

Для оценки влияния неравномерности распределения расхода в соплах был выполнен тепловой расчет подогревателя высокого давления поверхностного типа. Целью теплового расчета является определение влияния неравномерности распределения расходов в соплах на выходные параметры питательной воды.

В результате проведенного теплового расчета были получены следующие данные:

- повышение расхода питательной воды с 25 до 28,33 кг/с (худший случай согласно 3D расчету «симметричного нового» варианта коллектора) приведет к снижению температуры питательной воды на выходе из подогревателей на 6,5 °С;
- повышение расхода питательной воды с 25 до 25,64 кг/с (худший случай согласно 3D расчету «симметричного классического» варианта коллектора) приведет к снижению температуры питательной воды на выходе из подогревателей на 0,6 °С;
- повышение расхода питательной воды с 25 до 27,36 кг/с (худший случай согласно 3D расчету «несимметричного» варианта коллектора) приведет к снижению температуры питательной воды на выходе из подогревателей на 5,7 °С.

Таким образом, по итогам проведенного анализа данных полученных из расчетов, проводимых в Piping Systems Fluid Flow 3 и в CFD-коде ANSYS-CFX, сделаны следующие выводы.

1. Представленный вариант коллектора «симметричный новый» является более компактным, что дает возможность уменьшения размеров реакторной установки. Численное моделирование процесса течения теплоносителя с использованием CFD-кода ANSYS – CFX в «симметричном новом» варианте исполнения раздающего коллектора показало возможность использовать данный коллектор в перспективных установках с учетом увеличения неравномерности расхода по сравнению с «симметричным классическим» на 11,7 %.

2. В соответствии с результатами теплового расчета повышение расхода питательной воды с 25 до 28,33 кг/с приведет к снижению температуры питательной воды на выходе из подогревателей на 6,5 °С.

3. В программе Piping Systems Fluid Flow 3, широко используемой для проведения гидравлических расчетов реальных систем трубопроводов, расчетную схему «симметричного нового» варианта коллектора возможно привести только к линейной схеме расположения сопел. Допущение в программе последовательного подключения сопел в коллекторе приводит к занижению значений неравномерности расхода теплоносителя. Соответственно, для проведения расчетов необходимо добавление в программу элемента – «коллектор» и верификация на реальных гидравлических сетях.

Библиографический список

1. **Идельчик, И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
2. **Дубонос, А.Ю.** Гидродинамика входных цилиндрических коллекторов теплообменных аппаратов теплоэнергетических установок / А.Ю. Дубонос, А.М. Гапоненко. – Краснодар: Изд. Дом – Юг, 2013. – 124 с.
3. **Филиппов, Г.А.** Методика математического моделирования и анализ гидродинамики систем, содержащих засыпки и перфорированные перегородки, на основе вычислительного комплекса ANSYS / Г.А. Филиппов, Л.Э. Меламед, А.И. Тропкина // Известия вузов. Проблемы энергетики. – 2005. – № 11-12. – С. 64-79.
4. **Габрианович, Б.Н.** Исследование перемешивания теплоносителя в раздающих коллекторных системах быстрых реакторов и ВВЭР / Б.Н. Габрианович, В.Н. Дельнов // Атомная энергия. – 1994. – Т. 77. – Вып. 5. – С. 340-344.
5. **Gyimesi, M.** Application of the General Potential Formulation in the ANSYS Program / M. Gyimesi, D. Lavers, T. Pawlak, D. Ostergaard // IEEE Transactions on Magnetics. – 1993. – Vol.29. – P. 1345-1347.
6. **Imgrund, M.C.** ANSYS Verification Manual // Swanson Analysis Systems. Inc, 1992.

*Дата поступления
в редакцию: 17.01.2020*

M.I. Ershova¹, A.V. Shilov², D.N. Solntsev¹

CALCULATED STUDY OF HYDRODYNAMICS OF THE HEAT FLOW IN THE DISTRIBUTING COLLECTOR

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹
Federal State Unitary Enterprise I.I. Afrikantov OKB Mechanical Engineering²

Purpose: the article explores the options for the design of the distributing collector of power plants.

Methodology: a numerical simulation of the process of flow of the coolant in different designs of the distributing collector was carried out, the distribution of the flow rate of the coolant and its effect on the temperature conditions of the elements of the heat exchange equipment were studied. The calculation method is based on the use of the ANSYS – CFX CFD-code and the Piping Systems Fluid Flow 3 calculation program.

Results and their application: as a result, the hydraulic characteristics of various options for the design of the distributing manifold were obtained, their comparison was performed. The possibility of using the new layout of the distribution manifold is estimated.

Conclusions: The presented version of the collector is more compact, which allows to reduce the dimensions of the reactor plant and makes it possible to use this collector in promising installations, taking into account the increase in the unevenness of the flow rate by 11.7 %. In the Piping Systems Fluid Flow 3 program, widely used for hydraulic calculations of real Piping Systems, the design scheme of the «symmetric new» version of the manifold can be reduced only to a linear nozzle layout. The assumption in the program of serial connection of nozzles in a collector leads to underestimation of values of unevenness of the expense of the heat carrier. Accordingly, for calculations it is necessary to add an element to the program – «collector» and verification on real hydraulic networks.

Key words: distributing collector, power plant, hydraulic characteristics, CFD-code, numerical simulation.

УДК 621.039.53

А.В. Козин¹, Д.А. Лапшин¹, В.А. Панов¹, В.А. Пахомов¹, М.А. Легчанов²**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛАХ ОБОРУДОВАНИЯ ЯЭУ**Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова¹
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева²

Представлена расчетно-экспериментальная методика определения параметров математической модели механики поврежденной среды для анализа процессов накопления повреждений в конструкционных материалах оборудования и систем ЯЭУ в области малоциклового усталости (МЦУ). Приведены результаты расчетных исследований закономерностей влияния этих параметров на темпы накопления усталостных повреждений, форму графиков накопления повреждений и вид кривых усталости конструкционных материалов. Показано, что разработанная математическая модель при определенных комбинациях значений параметров позволяет адекватно исследовать процессы накопления повреждений с использованием как линейного, так и нелинейного суммирования повреждений. Представлены результаты сопоставительного анализа расчетных кривых усталости для материала 08X18H10T при $T=20^{\circ}\text{C}$, построенных с использованием разработанной математической модели при различных способах суммирования повреждений и методов «Норм прочности» (правило «дождя», линейное суммирование повреждений). Все полученные расчетным путем усталостные кривые располагаются в области разброса экспериментальных данных. Показана возможность применения разработанной математической модели и программных средств для альтернативной оценки поврежденности конструкционных материалов оборудования и систем ЯЭУ по сравнению с нормативным подходом.

Ключевые слова: математическая модель, параметры модели, конструкционный материал, накопление повреждений, линейное суммирование повреждений, усталостная кривая, ресурс ЯЭУ.

Введение

В процессе эксплуатации конструктивные элементы оборудования и трубопроводов ЯЭУ подвергаются воздействию интенсивных циклических термомеханических нагрузок, которые являются следствием сложных гидродинамических и теплофизических процессов, возникающих во время их работы. Выполненный анализ имевших место случаев разрушения конструктивных элементов, результатов металлографических и расчётных исследований выявил, что в условиях циклического неизотермического нагружения накопление повреждений осуществляется по механизму малоциклового усталости. Соответственно, актуальной является задача обоснования циклической прочности оборудования и систем ЯЭУ, оценки выработанного и прогноза остаточного ресурса в процессе эксплуатации. В соответствии с действующими в настоящее время нормативными документами, при расчете на циклическую прочность используются условно-упругие напряжения и закон линейного суммирования повреждений. При этом последовательность эксплуатационных режимов нагружения конструктивных элементов оборудования и систем ЯЭУ строится по методу «дождя» [1], которая не имеет ничего общего с фактической последовательностью режимов нагружения. Такой нормативный подход при оценке уровня повреждений материала характеризуется невысокой точностью, а принимаемые на его основе решения о продлении ресурса оборудования ЯЭУ не являются оптимальными.

Для проведения более точного анализа накопления повреждений элементов оборудования и трубопроводов ЯЭУ целесообразно использовать активно развивающиеся в последние годы методы механики поврежденной среды (МПС). В связи с этим, для моделирования процессов неизотермического упругопластического деформирования и накопления усталостных повреждений в конструкционных материалах (металлах и их сплавах) оборудования

и систем при нерегулярных термомеханических нагружениях разработана математическая модель механики поврежденной среды [2]. Она содержит ряд экспериментально определяемых параметров (констант), существенно влияющих в процессе расчетов на темпы накопления усталостных повреждений и определяющих вид графиков накопления повреждений и расчетных кривых усталости конструкционных материалов. Знание закономерностей влияния данных параметров на темпы накопления повреждений позволяет однозначно определять их значения по известным экспериментальным кривым накопления повреждений и кривым усталости конструкционных материалов, а также адекватно исследовать процессы накопления повреждений в конструктивных элементах оборудования ЯЭУ при сложных напряженно-деформированных состояниях.

Математическая модель процессов накопления усталостных повреждений

В [2] приведена математическая модель для исследования процессов накопления усталостных повреждений в конструкционных материалах оборудования и систем ЯЭУ при термомеханических нагружениях. В данной модели эволюционное уравнение накопления усталостных повреждений записывается в виде (1):

$$d\omega = \frac{(\alpha + 1)}{(r + 1)} f(\beta) z^\alpha (1 - \omega)^{-r} dz, \quad (1)$$

где физическая мера поврежденности материала ω характеризуется относительной объемной долей дефектов в эталонном элементарном объеме материала (2):

$$\omega = \frac{V}{V_f}; \Delta\omega = \frac{\Delta V}{V_f}; \omega = \sum \Delta\omega; 0 \leq \omega \leq \omega_f \leq 1, \quad (2)$$

Текущая объемная доля дефектов V достаточно хорошо контролируется новыми физическими методами неразрушающего контроля – спектрально-акустической системой «Астрон» [3] и методом вдавливания индентора [4], V_f – критическая объемная доля, соответствующая образованию в данном объеме материала макроскопической трещины с характерным размером $\sim 1 \div 2$ мм. α, r – экспериментально определяемые параметры материала.

Уравнение (1) интегрируется вдоль траектории деформирования (заданной истории изменения компонент тензора полных деформаций $e_{ij}(t)$ и температуры $T(t)$) с использованием явной схемы Эйлера, при этом интеграл (1) примет следующий вид (3):

$$\omega = 1 - \left\{ 1 - (\alpha + 1) \int_0^z f(\beta) z^\alpha dz \right\}^{1/(r+1)}. \quad (3)$$

Экспериментальные и теоретические исследования влияния многоосности НДС при различных видах напряженных состояний [5] (двухосное и трехосное растяжение-сжатие) выявили существенное влияние на усталостную долговечность «жесткости» напряженного состояния, характеризуемого интенсивностью тензора напряжений σ_u и его шаровой (гидростатической) компонентой σ (4):

$$\sigma_u = (\sigma'_{ij} \sigma'_{ij})^{1/2}, \quad \sigma = \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}}{3} = \frac{\sigma_{ii}}{3}. \quad (4)$$

где σ и σ'_{ij} – шаровая и девиаторная составляющие тензора напряжений.

В работе [2] отмечается, что характеристики напряженного состояния σ и σ_u играют определяющую роль в процессе зарождения и накопления дефектов: шаровая составляющая σ увеличивает (при $\sigma < 0$) или уменьшает (при $\sigma > 0$) энергетический барьер, препятствующий образованию дефектов в материале конструкций, оставляя его симметричным, девиаторная часть снижает энергетический барьер в направлении нагружения (вектора девиатора) и увеличивает его в противоположном направлении. Процессы зарождения и накопления де-

фектов в твердом теле могут протекать только в том случае, если девиаторная часть тензора напряжений σ_u отлична от нуля.

В качестве параметра «жесткости» напряженного состояния используются параметр β или функции от β (5):

$$\beta = \frac{\sigma}{\sigma_u}; \quad k = \left[1 + \frac{3(1-2\nu)}{(1+\nu)} \beta^2 \right], \quad (5)$$

где k – параметр Леметра [3], ν – коэффициент Пуассона.

Функция $f(\beta)$, входящая в (1) и характеризующая объемность напряженного состояния, может быть представлена в форме (6):

$$f(\beta) = [1 + k\beta^2]^a, \quad a = \begin{cases} -a_1 & \text{при } \beta < 0 \quad (a_1 > 0) \\ a_2 & \text{при } \beta \geq 0 \quad (a_2 > 0) \end{cases}, \quad (6)$$

где a_1 и a_2 – материальные параметры модели, определяемые расчетным путем с использованием результатов испытаний на циклическую долговечность лабораторных образцов при знакопеременном кручении и одноосном растяжении-сжатии (с помощью подбора этих параметров кривую усталости при знакопеременном кручении ($a_1 = a_2 = 0$) можно трансформировать в кривую усталости при одноосном растяжении-сжатии ($a_1 \neq 0, a_2 \neq 0$)).

Функцию $f(\beta)$ можно представить также в форме (7):

$$f(\beta) = e^{a \frac{\beta}{\beta_p}}, \quad (7)$$

где β_p – «жесткость» напряженного состояния при одноосном растяжении-сжатии, e – основание натуральных логарифмов ($e \approx 2,718$).

Учитывая, что при одноосном растяжении-сжатии $\sigma = \frac{\sigma_{11}}{3}$ и $\sigma_u = \left(\frac{6}{9} \sigma_{11}^2\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{\sqrt{6}}{3} \sigma_{11}$,

получим выражение для $\beta_p = \frac{1}{\sqrt{6}}$, с учетом которого функция (7) примет следующий вид (8):

$$f(\beta) = e^{a\sqrt{6}\beta}, \quad (8)$$

где a вычисляется согласно (6).

Численные исследования показали, что применение функций в виде (6) и (7) при расчете циклической долговечности лабораторных образцов при знакопеременном кручении и циклическом одноосном растяжении-сжатии приводит практически к одним и тем же результатам.

В выражении (1) параметр z имеет вид [2] (9):

$$z = \frac{W_p - W_a}{W_f - W_a}, \quad (9)$$

где W_p – текущее значение энергии, затраченной на образование дефектов; W_a – значение этой энергии, соответствующее первой (инкубационной) стадии процесса накопления повреждений, W_f – значение этой энергии, соответствующее зарождению макроскопической трещины $\sim 1 \div 2$ мм; $W_p = \sum \langle \rho_{ij} \Delta e_{ij}^p \rangle$, где ρ_{ij} – координаты центра поверхности текучести.

В АО «ОКБМ Африкантов» разработан программный комплекс «Ресурс-НН» [6], который позволяет по заданной истории изменения компонент тензора полных деформаций $e_{ij}(t)$ и температуры $T(t)$ исследовать процессы неизотермического упругопластического деформирования и накопления усталостных повреждений.

Определение параметров математической модели накопления повреждений

Технология определения перечисленных выше параметров (констант) разработанной математической модели накопления усталостных повреждений (α и r в выражении (1), a_1 и a_2 в выражении (7), W_f и W_a в выражении (8) и соответствующие им значения N_f и N_a , где N_f – число циклов до образования макротрещины, N_a – продолжительность первой фазы накопления повреждений), заключается в следующем. Во-первых, экспериментальным путем с использованием лабораторных образцов для различных базовых температур ($T = 20^0, 50^0, 100^0, 150^0C$ и т.д.) при некоторой заданной амплитуде интенсивности пластических деформаций Δe_u^p в цикле (и соответствующим ей амплитудам деформаций при знакопеременном кручении Δe_{12} и одноосном растяжении-сжатии Δe_{11}) должны быть определены два основных параметра математической модели: число циклов до образования макроскопической трещины (с характерным размером $\sim 1 \div 2$ мм) при знакопеременном кручении N_f^{kp} и аналогичный параметр при одноосном растяжении-сжатии N_f^{p-c} , которые позволяют сразу определить значения всех остальных параметров математической модели накопления усталостных повреждений: предельное значение работы разрушения W_f (работы, затраченной на образование макроскопической трещины); значение работы разрушения W_a в конце первой фазы зарождения дефектов при МЦУ и соответствующее ему число циклов нагружения N_a и т.д. Амплитуда интенсивности пластических деформаций Δe_u^p , при которой экспериментально определяются перечисленные параметры, определяет так называемую «базовую» точку экспериментальной кривой усталости конструкционного материала. В связи с тем, что экспериментальное определение числа циклов до образования макроскопической трещины при знакопеременном кручении тонкостенного лабораторного образца N_f^{kp} сопряжено с определенными трудностями, то можно воспользоваться правилом, по которому число циклов до зарождения макроскопической трещины при знакопеременном кручении при той же амплитуде интенсивности пластических деформаций Δe_u^p можно увеличить приблизительно вдвое по сравнению с числом циклов до образования трещины при одноосном растяжении-сжатии, т.е. принять $N_f^{kp} \approx 2 \cdot N_f^{p-c}$. Однако такой приближенный способ определения значения N_f^{kp} для ряда конструкционных материалов не является достаточно корректным и противоречит опубликованным экспериментальным данным для других конструкционных материалов, в результате чего его применение может привести к значительным погрешностям в определении параметров модели и соответственно к дальнейшей неадекватной оценке циклической долговечности конструктивных элементов. На рис. 1 показаны две усталостные кривые для материала 08X18H10T при $T=20^0C$ для знакопеременного кручения и одноосного растяжения-сжатия (красные пунктирные линии), приведенные в [2, 7], N – число циклов нагружения. Видно, что приведенные усталостные кривые представляют собой прямые линии, что не соответствует реальным экспериментальным формам кривых усталости. Если на этих прямых линиях выбрать в качестве «базовых» точки, соответствующие амплитуде интенсивности пластических деформаций $\Delta e_u^p = 0,004$ (отмечены синими кружочками), то можно последовательно определить все важнейшие параметры математической модели накопления повреждений для материала 08X18H10T при $T=20^0C$:

$$N_f^{kp} = 4918 \text{ циклов}; N_f^{p-c} = 1825 \text{ циклов}; a_1 = a_2 = 3,54; W_f = 3685 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}.$$

Значения приведенных параметров модели определялись с использованием результатов расчетов по программе «Ресурс-НН» при следующих значениях амплитуд деформаций

в цикле для знакопеременного кручения $\Delta e_{12} = 0,00445$ и одноосного растяжения-сжатия $\Delta e_{11} = 0,00535$, соответствующих амплитуде интенсивности пластических деформаций $\Delta e_u^p = 0,004$ для «базовой» точки кривой усталости.

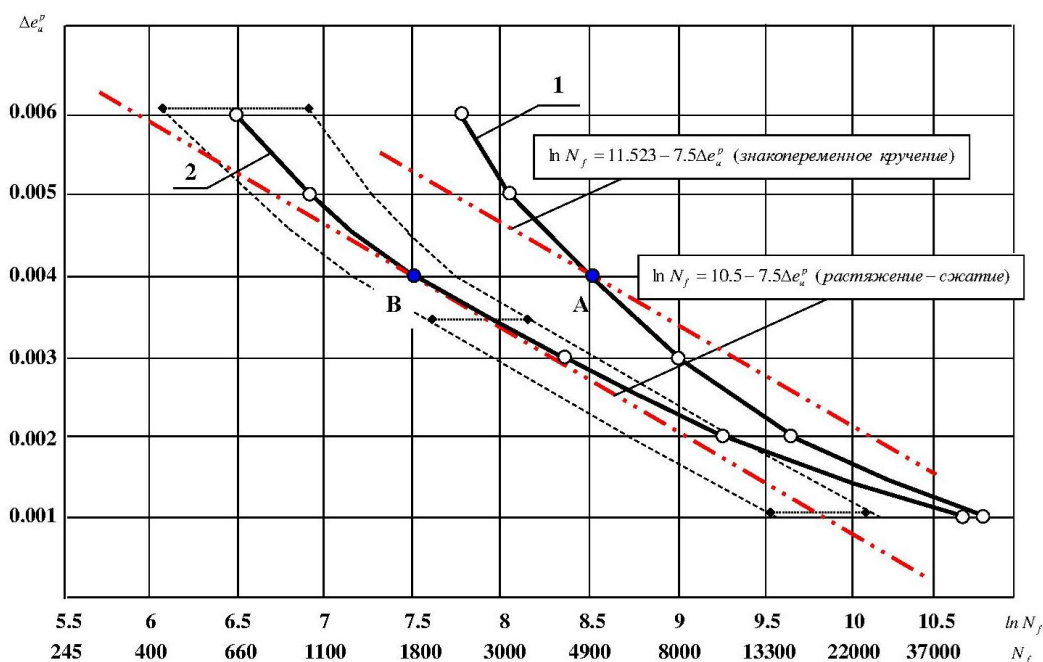


Рис. 1. Расчетные усталостные при закрепленном кручении (кривая 1) при одноосном растяжении-сжатии (кривая 2) (материал: сталь 08X18H10T), T=20° C

Значение N_a при одноосном растяжении-сжатии можно определить (в случае отсутствия экспериментальной информации для заданного конструкционного материала) с использованием известных экспериментальных законов Levaillant, Мэнсона и Yamaguchi и Kanazawa [8].

Из этого следует важный вывод. Критическая работа разрушения W_f , входящая в (8) и затрачиваемая на образование макроскопической трещины $\sim 1 \div 2$ мм, при некоторой заданной температуре материала T является величиной постоянной $W_f = W_f(T) = const$ и не зависит от перечисленных параметров модели, т.е. является характеристикой материала [2, 5]. Здесь следует сделать одно важное замечание. Значение параметра N_f^{kp} (число циклов до образования макроскопической трещины при знакопеременном кручении) при любых значениях амплитуды деформаций Δe_{12}^a в цикле нагружения не зависит от значений параметров α , γ , a_1 , a_2 , W_a : какие бы значения этих параметров или их комбинации не задавались, значение параметра N_f^{kp} при заданной амплитуде Δe_{12}^a будет оставаться неизменным.

Если воспользоваться эмпирической формулой Мэнсона, то для «базовой» точки кривой усталости для материала 08X18H10T можно получить следующие значения параметров для первой фазы накопления повреждений (10):

$$N_a^{kp} = 815 \text{ циклов}; W_a^{kp} = 655,8 \frac{Мдж}{м^3}; \Delta W_a^{kp} = 0,80466 \frac{Мдж}{м^3};$$

$$N_a^{p-c} = 885 \text{ циклов}; W_a^{p-c} = 610,5 \frac{Мдж}{м^3}; \Delta W_a^{p-c} = 0,6898 \frac{Мдж}{м^3}, \quad (10)$$

где ΔW_a^{kp} и ΔW_a^{p-c} – работа разрушения за цикл нагружения при знакопеременном кручении и одноосном растяжении-сжатии соответственно.

На рис. 1 приведены также расчетные кривые усталости материала 08X18H10T для знакопеременного кручения (график 1) и одноосного растяжения-сжатия (график 2) лабораторных образцов при $T=20^0\text{C}$, построенные по программе «Ресурс-НН» с использованием найденных значений параметров математической модели накопления усталостных повреждений. Пунктирными линиями показаны границы области разброса экспериментальных данных вокруг «средней» усталостной кривой при одноосном растяжении-сжатии образцов [2]. В работе показано также, что «средняя» расчетная усталостная кривая для стали 08X18H10T при одноосном растяжении-сжатии практически повторяет «среднюю» экспериментальную кривую усталости во всем диапазоне амплитуд деформаций в цикле. К сожалению, такое утверждение для случая знакопеременного кручения сделать нельзя, поскольку отсутствуют результаты экспериментальных исследований циклической долговечности образцов из материала 08X18H10T при таком виде нагружения. Из рис. 1 видно, что регрессионная зависимость Можаровского [7] для одноосного растяжения-сжатия не описывает экспериментальные данные при амплитуде интенсивности пластических деформаций в цикле $\Delta e_{II}^p > 0,004$ и в области перехода малоциклового усталости (МЦУ) в многоцикловую (МнЦУ) [2, 5].

По результатам проведенных расчетных исследований можно сделать важный вывод: определение параметров математической модели накопления усталостных повреждений по одной выбранной «базовой» точке позволяет расчетным путем достаточно точно восстановить всю экспериментальную усталостную кривую в области малоциклового усталости. Это является большим преимуществом предложенной математической модели (1)–(9), поскольку для ее адекватного применения требуется минимум экспериментальных данных. В связи с этим, представляет практический интерес вопрос об определении параметров математической модели накопления усталостных повреждений по другим «базовым» точкам усталостной кривой и каким образом выбор этих «базовых» точек будет сказываться на результатах расчетов циклической долговечности лабораторных образцов. Однако такие исследования не проводились в связи их большой трудоемкостью.

Расчетное исследование влияния параметров математической модели малоциклового усталости на форму графиков накопления усталостных повреждений и кривых усталости

Ниже приведены результаты расчетного исследования влияния параметров математической модели поврежденной среды на форму кривых накопления повреждений и вид кривых усталости. Проведение таких исследований обусловлено необходимостью расчетным путем с использованием значений данных параметров аппроксимировать (восстанавливать) форму экспериментальных кривых накопления усталостных повреждений и вид кривых усталости конструкционных материалов при одноосном растяжении-сжатии с целью адекватного определения циклической долговечности конструктивных элементов. Исследование проводилось на примере расчета циклической долговечности лабораторных образцов из материала 08X18H10T ($T=20^0\text{C}$) при регулярном симметричном одноосном растяжении-сжатии для различных амплитуд полных деформаций (и соответствующих им амплитуд интенсивности пластических деформаций) в цикле нагружения. Исследовалось влияние на темпы накопления повреждений следующих параметров модели: α и r (выражение (1)), a_1 и a_2 (выражение (7)), W_a (выражение (9)). Использовался аттестованный программный комплекс «Ресурс-НН» [6]. Результаты расчетных исследований, приведенные ниже, позволили выявить закономерности влияния перечисленных параметров математической модели на форму графиков накопления повреждений и вид усталостных кривых.

На рис. 2 показаны графики накопления усталостных повреждений, полученные для различных значений параметра α при $r = 0,3$ и $Wa \neq 0$ ($N_a \neq 0$) для «базовой» точки экспериментальной усталостной кривой, характеризуемой следующими значениями амплитуды

поврежденности ω и сжатия $\Delta e_{11}^a = 0,00535$ ($\Delta e_{11}^p = 0,004$). Из данных графиков видно, что если известно число циклов нагружения, на первой стадии накопления повреждений N_a и число циклов N_f до образования макротрещины $\sim 1 \div 2$ мм, то можно однозначно определить значение параметра α .

Поврежденность ω

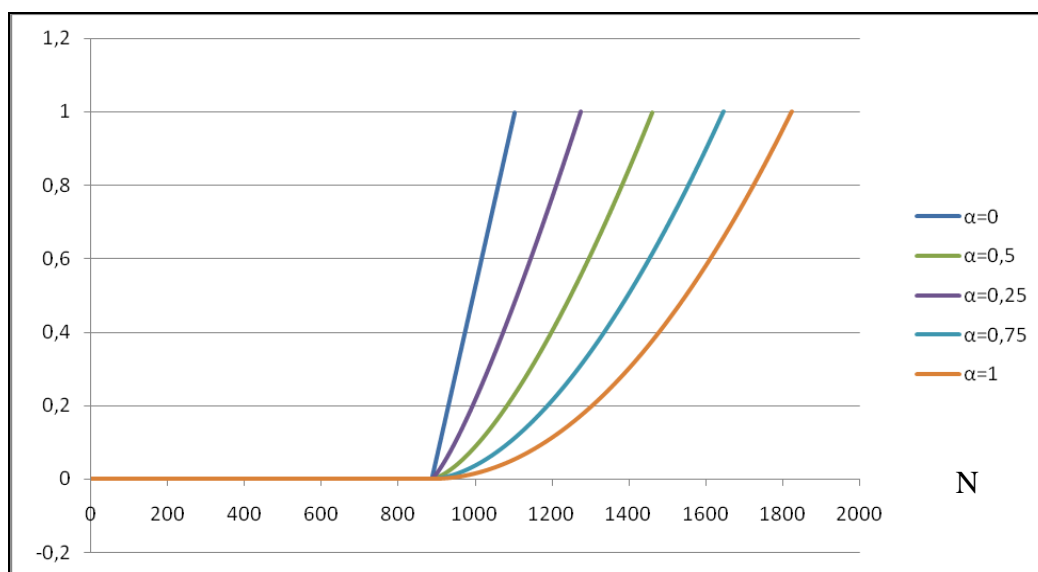


Рис. 2. Графики накопления усталостных повреждений для различных значений α ($r=0,3$, $Wa \neq 0$) (нелинейное суммирование повреждений)

Поврежденность ω

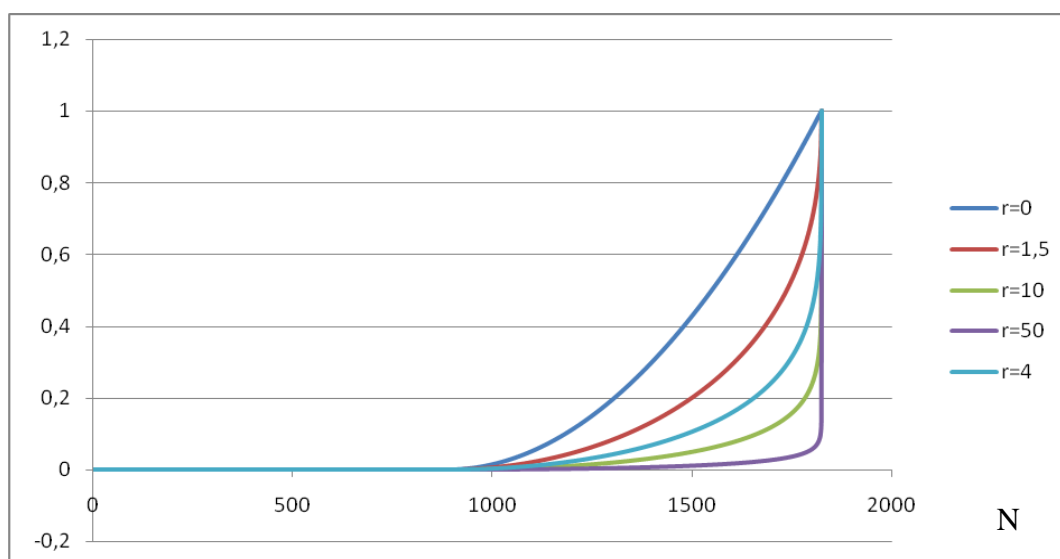


Рис. 3. Графики накопления усталостных повреждений для различных значений r ($\alpha=1$, $Wa \neq 0$) (нелинейное суммирование повреждений)

Поврежденность ω

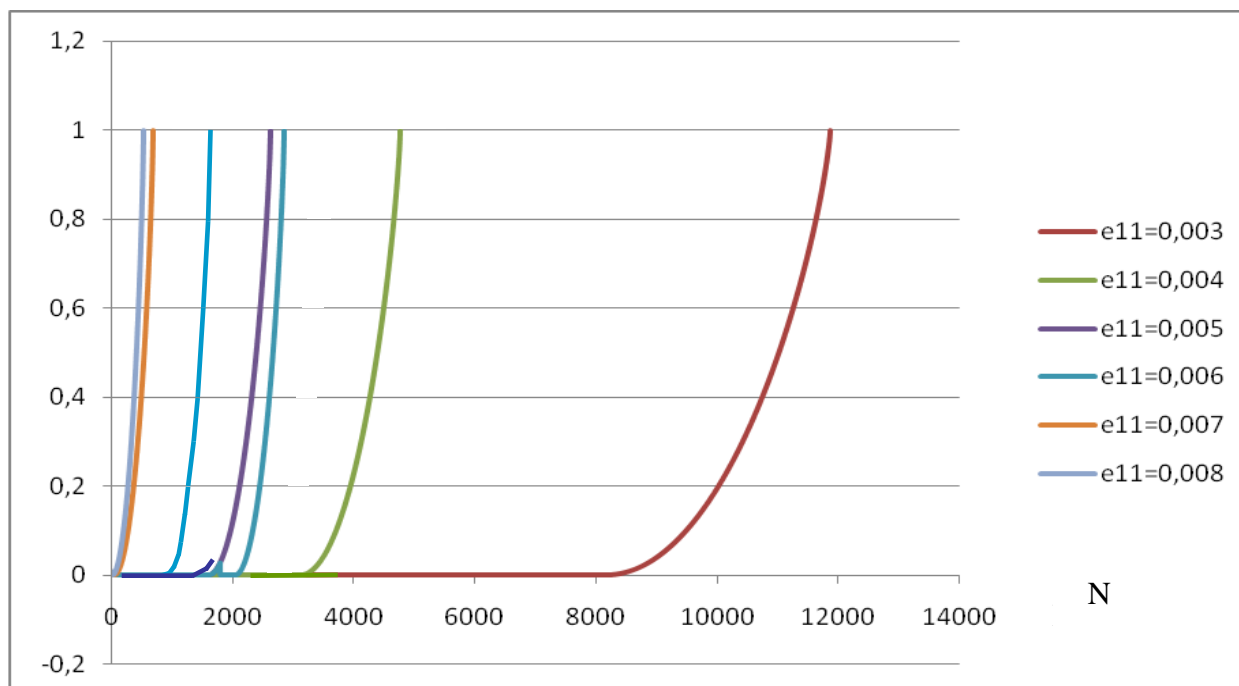


Рис. 4. Графики накопления усталостных повреждений при $\alpha=1$, $r=0,3$, $W_a \neq 0$, для различных амплитуд полных деформаций $e_{11}=0,003 \div 0,008$

Поврежденность ω

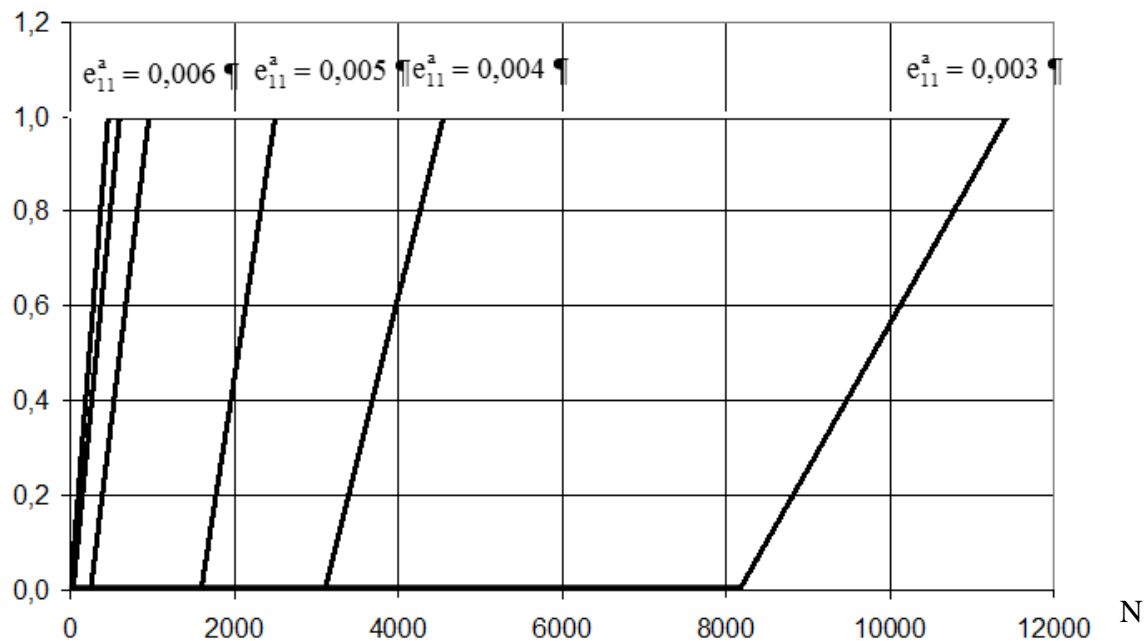


Рис. 5. Графики накопления усталостных повреждений при $\alpha=0$, $r=0$, $W_a \neq 0$ для различных амплитуд полных деформаций $e_{11}=0,003 \div 0,008$ (применяется правило линейного суммирования повреждений)

Поврежденность ω

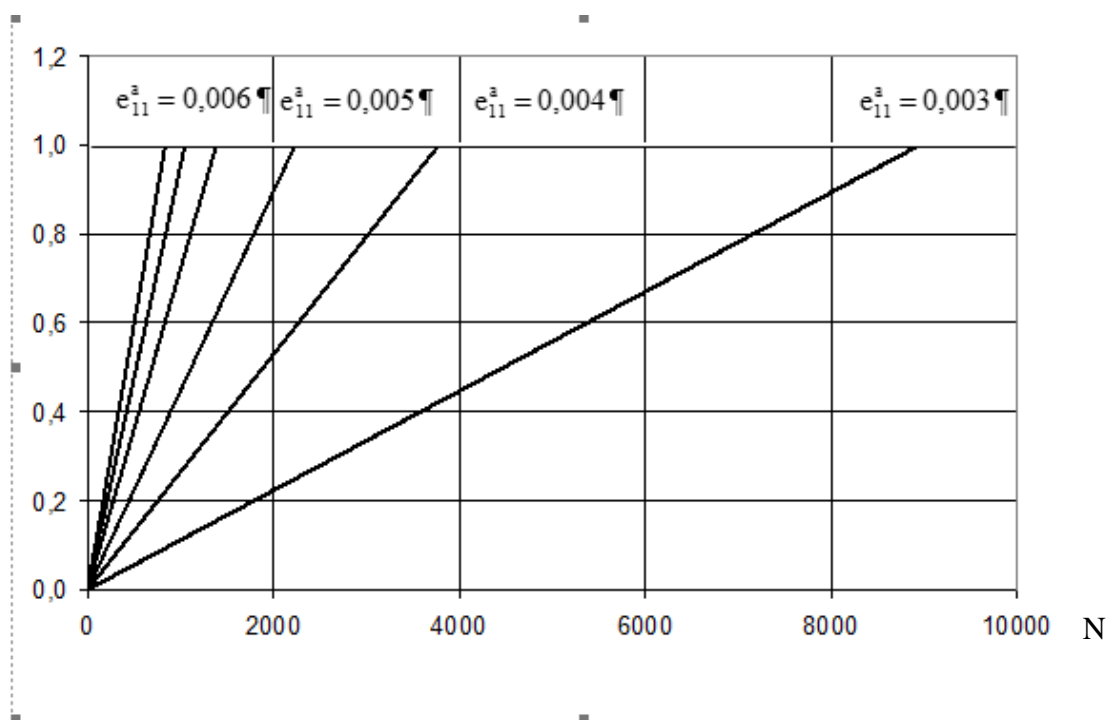


Рис. 6. Графики накопления усталостных повреждений при $\alpha=0, r=0, W_a=0$ для различных амплитуд полных деформаций $\epsilon_{11}=0,003 \div 0,008$

Поврежденность ω

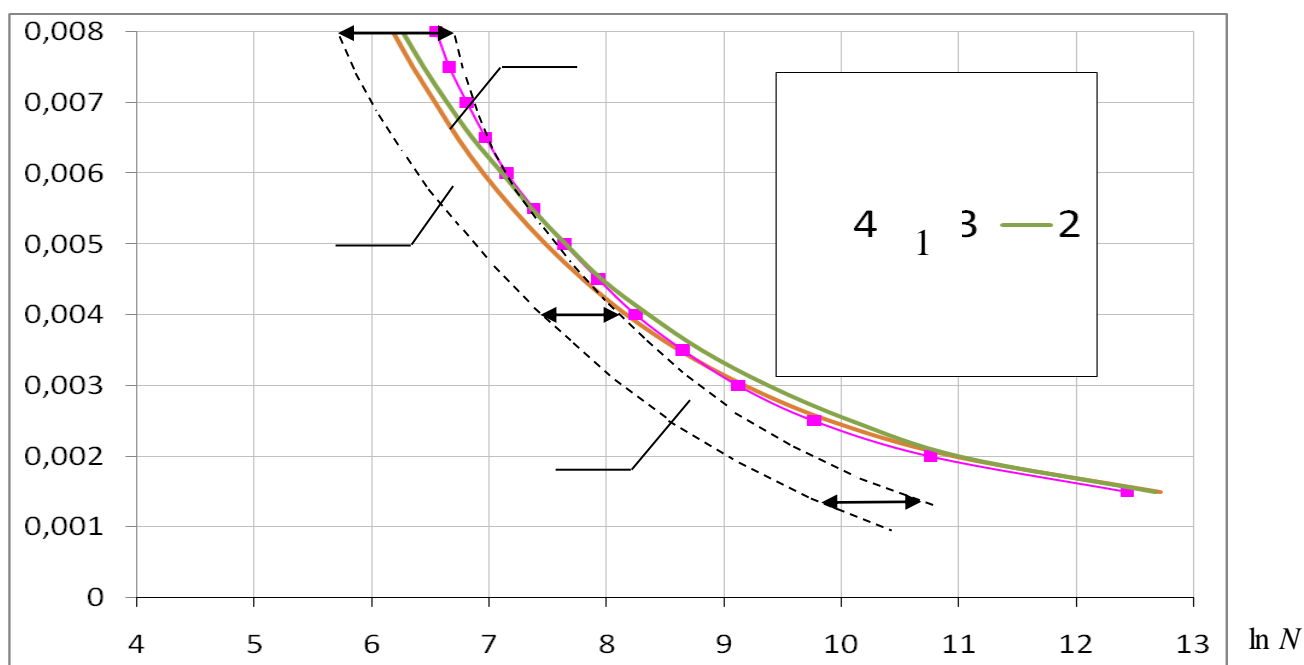


Рис. 7. Расчетные кривые усталости материала 08X18H10T

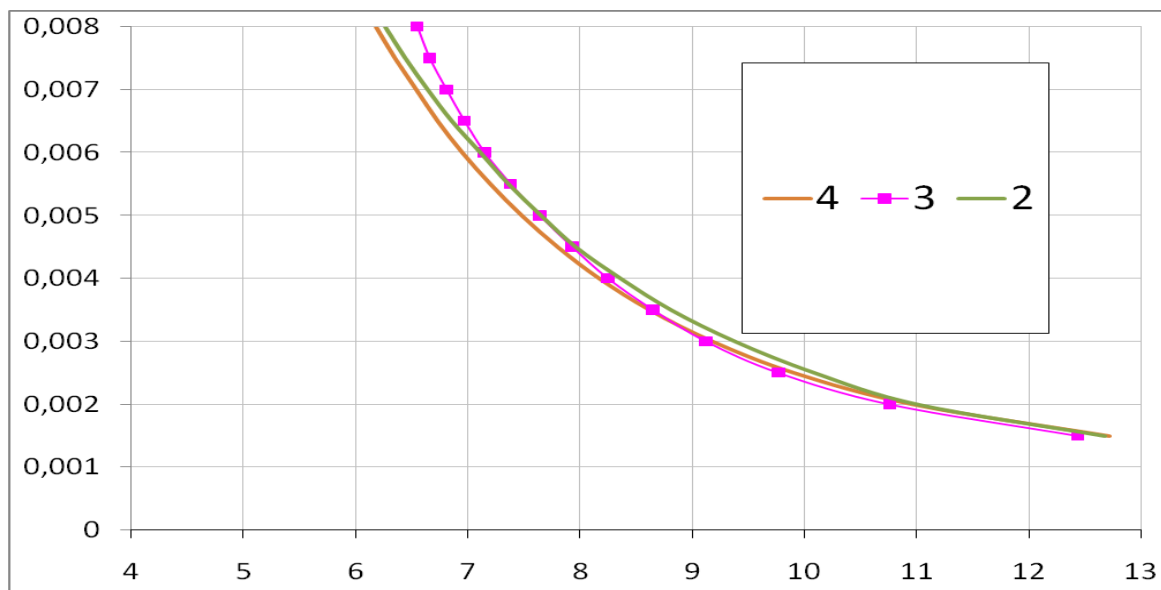


Рис. 8. Расчетные кривые усталости материала 08X18H10T, построенные:

- а) в соответствии с требованиями «Норм расчета на прочность...»
(линейное суммирование повреждений (кривая 1));
б) по программе «Ресурс-НН» (линейное суммирование повреждений, кривая 2);
в) по программе «Ресурс-НН» (нелинейное суммирование повреждений, кривая 3).

На рис. 3 показаны аналогичные графики накопления усталостных повреждений, полученные для «базовой» точки экспериментальной усталостной кривой для различных значений r при $\alpha = 1$ и $Wa \neq 0$. Расчет проводился при амплитуде деформации $\Delta e_{11}^a = 0,00535$ ($\Delta e_u^p = 0,004$). Из графиков видно, что если имеется экспериментальная кривая накопления усталостных повреждений, полученная при данной амплитуде деформаций в цикле, то параметр r определяется однозначно.

На рис. 4 приведены графики накопления усталостных повреждений при значениях параметров $\alpha=1$, $r=0,3$, $Wa \neq 0$ для различных амплитуд полных деформаций $\Delta e_{11}^a = 0,003 \div 0,008$. Значения данных параметров модели для материала 08X18H10T взяты из [2]. Расчеты проводились при $a_1 = a_2 = 3,54$. Из рис. 4 видно, что при данных значениях параметров накопление усталостных повреждений осуществляется по нелинейному закону.

На рис. 5 приведены аналогичные графики накопления усталостных повреждений при значениях параметров $\alpha=0$, $r=0$, $Wa \neq 0$, для различных амплитуд полных деформаций $\Delta e_{11}^a = 0,003 \div 0,008$. Расчеты проводились при $a_1 = a_2 = 2,094$. Видно, что при данных значениях параметров модели по окончании первой стадии накопления микропор дальнейшее накопление усталостных повреждений осуществляется по линейному закону.

Сопоставление кривых накопления усталостных повреждений на рис. 4 и 5 показывает, что параметры α и r не оказывают влияния на окончательную расчетную долговечность образца при одноосном растяжении-сжатии, но влияют на темпы накопления повреждений на второй стадии процесса, т.е. в диапазоне от N_a до N_f .

На рис. 6 приведены графики накопления усталостных повреждений при значениях параметров $\alpha=0$, $r=0$, $Wa=0$, для различных амплитуд полных деформаций $\Delta e_{11}^a = 0,003 \div 0,008$. Расчеты проводились при $a_1 = a_2 = 1,6165$. Видно, что при данных значениях параметров модели отсутствует первая стадия накопления повреждений, накопление усталостных повреждений осуществляется из начала координат по линейному закону.

На рис. 8 приведены три кривые усталости материала 08X18H10T, построенные расчетным путем по методу «дождя» и по программе «Ресурс-НН»:

1 – кривая усталости материала 08X18H10T, построенная по методу «дождя» в соответствии с требованиями «Норм расчета на прочность...» с использованием правила линейного суммирования повреждений (значения амплитуд условно-упругих напряжений приближенно вычислялись по формуле $\Delta\sigma_{11}^a = E \cdot \Delta e_{11}^a$, где E – модуль упругости материала 08X18H10T при $T=20^\circ\text{C}$. $E = 2,05 \cdot 10^6$ МПа).

2 – кривая усталости материала 08X18H10T, построенная по программе «Ресурс-НН» с использованием следующих значений параметров модели $\alpha=0$, $r=0$, $W_a=0$ (линейное суммирование повреждений);

3 – кривая усталости материала 08X18H10T, построенная по программе «Ресурс-НН» с использованием следующих параметров модели $\alpha=1$, $r=0,3$, $W_a \neq 0$ (нелинейное суммирование повреждений).

Стрелками обозначена ширина области разброса экспериментальных данных.

Приведенная на рис. 8 расчетная кривая усталости материала 08X18H10T (кривая 3), построенная по программе «Ресурс-НН» с использованием параметров модели $\alpha=1$, $r=0,3$, $W_a \neq 0$ (нелинейное суммирование повреждений), с высокой степенью точности описывает экспериментальную кривую усталости для данного материала [2]. При этом усталостная кривая, построенная по программе «Ресурс-НН» с использованием параметров модели $\alpha = 0$, $r = 0$, $W_a \neq 0$ в точности повторяет данную кривую.

Приведенная на рис. 8 расчетная кривая усталости материала 08X18H10T (кривая 1), построенная по правилу «дождя» с использованием условно-упругих напряжений и линейного суммирования повреждений, также хорошо описывает экспериментальную усталостную кривую для данного материала и находится в области разброса экспериментальных данных.

Расчетная кривая усталости материала 08X18H10T (кривая 2), построенная по программе «Ресурс-НН» с использованием параметров модели накопления повреждений $\alpha=0$, $r=0$, $W_a=0$ (линейное суммирование повреждений), также находится в области разброса экспериментальных данных, но при этом располагается справа от расчетной кривой усталости, построенной по правилу «дождя» (кривая 1). Это свидетельствует о том, что применение условно-упругих напряжений для анализа накопления повреждений приводит к более консервативным результатам.

Заключение

Разработанная математическая модель имеет три существенных отличия по сравнению с нормативным методом оценки накопленной поврежденности. Во-первых, в отличие от правила «дождя», применяемого в нормативном подходе, используется фактическая модель эксплуатации (фактическая последовательность режимов нагружения). Во-вторых, в отличие от условно-упругих напряжений, в разработанной математической модели используются фактические значения напряжений и деформаций в цикле нагружения, определяемые по модели неизотермического упругопластического деформирования. В-третьих, в отличие от нормативного подхода, в котором накопленная поврежденность рассчитывается как отношение текущего числа циклов (отработанного числа циклов) к общему числу циклов нагружения до разрушения материала, в разработанной математической модели используется физическая мера поврежденности материала (относительная объемная доля дефектов). Таким образом, данная модель позволяет учесть большее число фактических нагружающих факторов по сравнению с нормативным подходом. Это позволяет сделать следующий основной вывод. Разработанную математическую модель можно использовать в качестве метода, альтернативного нормативному методу для оценки поврежденности конструкционных материалов оборудования и систем ЯЭУ.

Библиографический список

1. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПН АЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
2. **Митенков, Ф.М.** Методы обоснования ресурса ЯЭУ / Ф.М. Митенков, В.Б. Кайдалов, Ю.Г. Коротких, В.А. Панов, С.Н. Пичков. – М.: Машиностроение, 2007. – 445 с.
3. **Бакиров, М.Б.** Безобразовая неразрушающая оценка старения металла оборудования и трубопроводов АЭС после длительных сроков эксплуатации / М.Б. Бакиров, В.В. Потапов, И.Ю. Забрусков // Протокол 19-го заседания рабочей группы по модернизации АЭС. Пльзень, Чехия, 2–7 дек. 2000.
4. **Леметр, Ж.** Континуальная модель повреждения, используемая для расчета разрушения пластичных материалов // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1985. – Т. 107, – № 1. – С. 90-97.
5. **Волков, И.А.** Уравнения состояния вязкоупругопластических сред с повреждениями / И.А. Волков, Ю.Г. Коротких. – М.: Физматлит, 2008. – 424 с.
6. **Банкрутенко, В.В.** Программная реализация моделирования процессов упругопластического деформирования и накопления повреждений в конструкционных материалах / В.В. Банкрутенко, М.А. Большухин, В.В. Киселев, Ю.Г. Коротких, В.А. Панов, В.А. Пахомов. // Проблемы прочности и пластичности, вып.75(3), изд-во ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 2013. – С. 238-244.
7. **Можаровский, Н.С.** Долговечность конструкционных материалов при непропорциональных путях малоциклового нагружения / Н.С. Можаровский, С.И. Шукаев. // Проблемы прочности. – №10. – 1988. – С. 47-54.
8. **Savalle, S.** Microanureage, micropropagation et endommagement / S. Savalle, G. Caietand // La Recherche Aerospaciale, 1982, №6, p.395-411.

Дата поступления

в редакцию: 18.12.2019

A.V. Kozin¹, D.A. Lapshin¹, V.A. Panov¹, V.A. Pakhomov¹, M.A. Legchanov¹

DEFINITION OF PARAMETERS FOR MATHEMATICAL MODEL OF THE ACCUMULATED DAMAGE IN STRUCTURAL MATERIALS OF NPP EQUIPMENT

Federal State Unitary Enterprise I.I. Afrikantov OKB Mechanical Engineering¹
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹

Purpose: Development of calculation-experimental methodology for justification of the parameters selection for the mathematical model of fatigue damage accumulation in structural materials and equipment of NPP under nonstationary thermal mechanical stresses.

Technology/approach: The technology of the specified task solution is based on application of the method in which calculation results of the damage accumulation processes received by numerical techniques using certified software applications are compared with the results of experimental studies and with the results of other authors.

Mathematical models: Calculation study of the damage accumulation processes in the structural materials of equipment and systems uses the mathematical model of the damaged medium mechanics in when damage is measured as volume ratio of defects in some elementary volume of the material.

Justification: Numeric calculation results of the fatigue damage accumulation processes in the material of the laboratory samples under uniaxial stress-strain are confirmed by the results of experimental studies.

Findings: The performed studies verified the technology used to define the parameters of the mathematical model of fatigue damage accumulation in the structural materials of NPP equipment and systems under nonstationary thermal mechanical stresses.

Key words: mathematical model, model parameters, structural material, linear summarizing of damages, non-linear summarizing of damages, fatigue curve, NPP lifetime.

УДК 621.316.722

Е.А. Третьяков¹, Н.Н. Малышева²**УПРАВЛЕНИЕ СПРОСОМ СО СТОРОНЫ АКТИВНЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ
В ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**Омский государственный университет путей сообщения¹
Нижевартовский государственный университет²

Представлен алгоритм ограничения мощности со стороны активных потребителей на основе широкого использования цифровых технологий обработки данных. Разработан метод управления спросом со стороны активных потребителей в нормальном режиме интеллектуальных электроэнергетических систем. Анализ данных электропотребления и режимов работы осуществляется на основе применения современных технических средств измерений, управления и коммутации электроприемников (advanced metering infrastructure – AMI). Оптимальный график нагрузки формируется не на основе прогнозируемых наборов комбинаций мощности электроприемников, а путем управления ограничением включения (отключением) и плавным изменением мощности контролируемых электроприемников в реальном времени; в модели потребления мощности нагрузка разделяется на контролируемую (отключаемую и с гибким регулированием мощности) и неконтролируемую, в том числе, случайную. Обоснован метод управления спросом со стороны активных потребителей в нормальном режиме интеллектуальных электроэнергетических систем и возможности его практической реализации на промышленном предприятии с привязкой к технологическому процессу.

Ключевые слова: цифровизация, управление, регулирование, оптимизация, анализ данных, реальное время, активные потребители, электроэнергетическая система, график нагрузки.

Введение

Управление спросом активных потребителей рассматривается, как правило, исходя из экономических интересов генерации, распределения и потребления электроэнергии, в соответствии с развитием различных рыночных моделей их взаимодействия [1, 2]. В Российской Федерации в соответствии с Постановлением Правительства РФ от 20.07.2016 № 699 «О внесении изменений в Правила оптового рынка электрической энергии и мощности» развивается ценозависимое снижение потребления крупными потребителями оптового рынка электроэнергии и мощности, а также потребителей розничного рынка электроэнергии с участием организаций-агрегаторов. Для обеспечения совокупного объема ценозависимого снижения потребления мощности промышленные и другие сопоставимые предприятия должны иметь соответствующие подходы к гибкому изменению технологических процессов без ущерба для своей деятельности.

В ряде работ предлагается универсальная модель управления спросом активных потребителей на основе агрегативного моделирования возможной и предельной длительности отключения для всех наборов присоединений на время начала отключения [4, 5]. При этом отключение присоединений потребителей рассматривается с вероятностной точки зрения в виде дискретных случайных величин. Практическая реализация указанного подхода представляется несколько затруднительной в реальном времени.

В перспективе методы вероятностного управления активными потребителями будут вытесняться подходами на основе полной наблюдаемости и управляемости в реальном времени в рамках концепций промышленного интернета вещей и энергии [6]. В этом случае присоединения таких потребителей к электрическим сетям должны быть полностью управляемыми с помощью коммутационных аппаратов и (или) регулируемых устройств сопряжения и оборудованы автоматизированной системой учета электроэнергии, мощности и прочим, а взаимодействие между активными потребителями и участниками рынка электроэнергетики должно быть организовано таким образом, чтобы обеспечить оптимальное использование ресурсов.

гии целесообразно выполнять в единой аппаратно-программной среде. Производственные и технологические процессы активных потребителей также должны контролироваться (управляться) автоматизированной системой. Цифровизация производственных и технологических процессов предприятий, и организаций является основой для получения необходимой информации о ретроспективных, текущих и прогнозных данных со всех электроприемников и их взаимосвязи, как для повышения эффективности производственного процесса, так и для целей управления активными потребителями в реальном времени.

Данное исследование связано с разработкой возможных подходов к управлению спросом со стороны активных потребителей в интеллектуальных электроэнергетических системах.

Теоретическая часть

Для активного потребителя основной задачей является изменение потребляемой мощности по присоединениям на некоторую величину или в требуемых пределах с какого-то момента времени на заданную продолжительность без негативных последствий и тем более ущерба для себя. При этом очевидно, что основным мотивом активного потребителя участвовать в балансировке мощности электроэнергетической системы является материальная выгода в виде скидки к тарифу за потребленную электроэнергию или мощность, а также возможные другие выгодные условия от гарантирующего поставщика электроэнергии, например, увеличение договорной мощности, исключение ограничений потребления с учетом категоричности и прочее.

Все электроприемники потребителя с точки зрения возможного изменения потребляемой мощности можно условно разделить на группы:

- неотключаемые (в нормальном и аварийном режиме);
- неотключаемые (в нормальном режиме);
- отключаемые;
- с возможностью уменьшения потребляемой активной мощности в пределах $\Delta P_{\min} - \Delta P_{\max}$ (в нормальном режиме);
- с возможностью уменьшения потребляемой активной мощности в пределах $\Delta P'_{\min} - \Delta P'_{\max}$ (в аварийном режиме).

В ряде случаев управление частью нагрузок может быть передано системному оператору (агрегатору).

Задача формирования оптимального графика потребления электроэнергии бытовых и промышленных потребителей во многих работах рассматривается буквально, т.е. как сумма отдельных нагрузок с учетом продолжительности включения по условию минимума затрат на электропотребление [7]. В этом случае не учитывается взаимосвязь электроприемников по функциональному признаку, что соответствует бытовым потребителям. В работах [8-15] представлена модель активного потребителя по минимуму затрат на электропотребление на основе задания планируемых графиков нагрузки со своими коэффициентами выгоды и учета изменения стоимости электроэнергии в течение расчетного периода при наличии собственной генерации. Многие работы также связаны с определением оптимального графика электропотребления по минимуму затрат для MicroGrid [16-18], для группы разнородных потребителей в целом [19], а также по минимуму коэффициента формы графика нагрузки [20]. Для управления спросом активных потребителей электроэнергетических систем для балансирования мощности в нормальном и аварийном режиме необходимо руководствоваться не только возможными стоимостными механизмами стимулирования снижения спроса на электроэнергию, которые имеют вероятностный характер, но и договорными обязательствами системного оператора (агрегатора) и потребителя.

В нормальном режиме работы электроэнергетических систем планирование потребления мощности потребителем в пиковые часы осуществляется заблаговременно и может быть снижено, например, за счет:

- пересмотра и изменения сетевого графика технологических и производственных процессов;
- пересмотра и осуществления сдвига по времени работы электроприемников с переменной нагрузкой, зависящей от объема выполняемых работ;
- изменение режимов работы электроприемников с гибким регулированием производительности и мощности на период прохождения пиков нагрузки (электротермическое, холодильное, насосное, вентиляционное оборудование и т.п.);
- ввод в работу генерирующих мощностей и (или) систем накопления электроэнергии и др.

В данном исследовании рассматриваются возможные подходы к ограничению мощности активного промышленного потребителя до заданного значения для реализации договорных отношений с системным оператором (агрегатором).

Электроприемники (ЭП) различных групп технологических процессов, установок и административных зданий территориально распределены между различными источниками питания и не могут управляться по одному присоединению, фидеру, линии, КТП и ТП. На рис. 1 представлена типовая принципиальная электрическая схема электроснабжения потребителей промышленного предприятия.

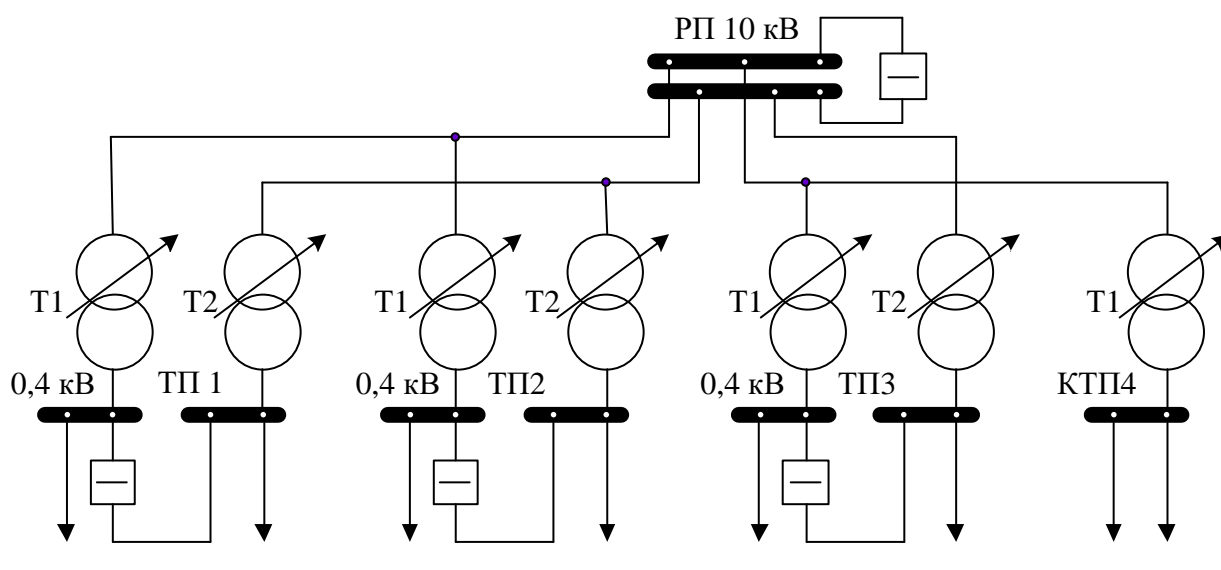


Рис. 1. Принципиальная электрическая схема электроснабжения потребителей

Предлагаемый алгоритм ограничения мощности со стороны активных потребителей (рис. 2) может быть реализован в аппаратно-программном комплексе на основе широкого использования цифровых технологий обработки данных и современных технических средств измерений, управления и коммутации в распределительных электрических сетях. В частности, все присоединения с крупными электроприемниками и технологическими установками, участвующими в отключении/снижении активной мощности, должны быть оборудованы электроизмерительными устройствами и управляемыми коммутационными аппаратами. Технологические установки с гибким регулированием производительности и мощности (электротермическое, холодильное, насосное, вентиляционное оборудование и т.п.) должны иметь каналы связи с аппаратно-программным комплексом.

В качестве исходных данных для управления ограничением мощности выступают измеренные сигналы мощности, включения/отключения, технологических параметров с электроприемников и база данных, описывающая допустимые режимы, ограничения, технологические связи электрооборудования и прочее.

Связи различных электроприемников целесообразно описывать матрицей или списками смежности на основе теории графов [21]:

- списки смежности для описания связей электроприемников, входящих в технологическую операцию, процесс или электроустановку;
- списки смежности для описания электрических связей электроприемников с питающими центрами;
- списки смежности для описания связей между технологическими операциями, процессами или электроустановками.

Аналогично формируются списки смежности для описания электрических связей электроприемников с центрами питания, а также между технологическими операциями, процессами или электроустановками.

На основе выстроенной структуры электроприемников (по спискам смежности) с указанием электрических, технологических и прочих связей, выполняется статистический анализ данных в реальном времени (с частотой дискретизации несколько раз в секунду), включая время работы (реальный сетевой график технологических процессов), потребление электроэнергии и мощности по технологическим операциям, типам электроприемников, направлениям использования, присоединениям и т.п.

На следующем этапе алгоритма (блок 4, рис. 2) до момента ограничения мощности выполняется проверка соответствия прогнозируемой потребляемой мощности плану. В качестве плана рассматривается суммарный и соответствующие индивидуальные графики нагрузки, отвечающий заданным ограничениям по потреблению мощности в конкретный период времени заданной продолжительности, полученным заблаговременно (за сутки) от системного оператора (агрегатора) (1):

$$P^t \cdot k_t \leq P_{op}^t, \quad P_{op}^t = f(t), \quad t \in (t_1 - t_2), \quad (1)$$

где P^t – суммарная прогнозируемая потребляемая мощность в момент времени t ; k_t – коэффициент запаса; P_{op}^t – опорный план, соответствующий заданным ограничениям мощности в период времени $t_1 - t_2$.

Прогнозирование графика нагрузки на сутки вперед осуществляется с частотой дискретизации, соответствующей периодичности получения данных с информационно-измерительных систем (несколько раз в секунду). По мере приближения к периоду времени с заданным ограничением мощности точность прогноза возрастает. Коэффициент запаса учитывает случайность характера нагрузки, не участвующей в управлении спросом, а также погрешность методов прогнозирования и управления электропотреблением. В случае невыполнения условия (1) выполняется автоматическая корректировка работы электроприемников, графика нагрузки на момент реализации плана ограничения и мощности (по прогнозу): оптимизация режимов работы регулируемой и отключаемой нагрузки (блок 5, рис. 2).

График нагрузки активной мощности для рассматриваемых целей можно представить в виде суммы контролируемых (управляемых) индивидуальных графиков, оборудованных индивидуальной системой учета и коммутации, и неконтролируемых (случайных стационарных) (2):

$$P^t = \sum_{i=1}^n p_{1i}^t + \sum_{i=1}^n p_{2i}^t + \dots + \sum_{i=1}^n p_{mi}^t + m_p + \Phi(\beta)\sigma_p, \quad (2)$$

где $\sum_{i=1}^n p_{1i}^t$ – контролируемые электроприемники технологического процесса, операции;

$\sum_{i=1}^n p_{2i}^t$ – контролируемые электроприемники с гибким регулированием производительности

и мощности; $\sum_{i=1}^n p_{mi}^t$ – контролируемые условно-постоянные электроприемники, в том числе,

неотключаемые; m_p – математическое ожидание неконтролируемых случайных стационарных процессов изменения нагрузки; $\Phi(\beta)$ – функция, обратная интегралу вероятности β закона распределения (например, для нормального закона распределения $\Phi(0,95) = 1,64$); σ_p – среднеквадратическое отклонение мощности неконтролируемой нагрузки.

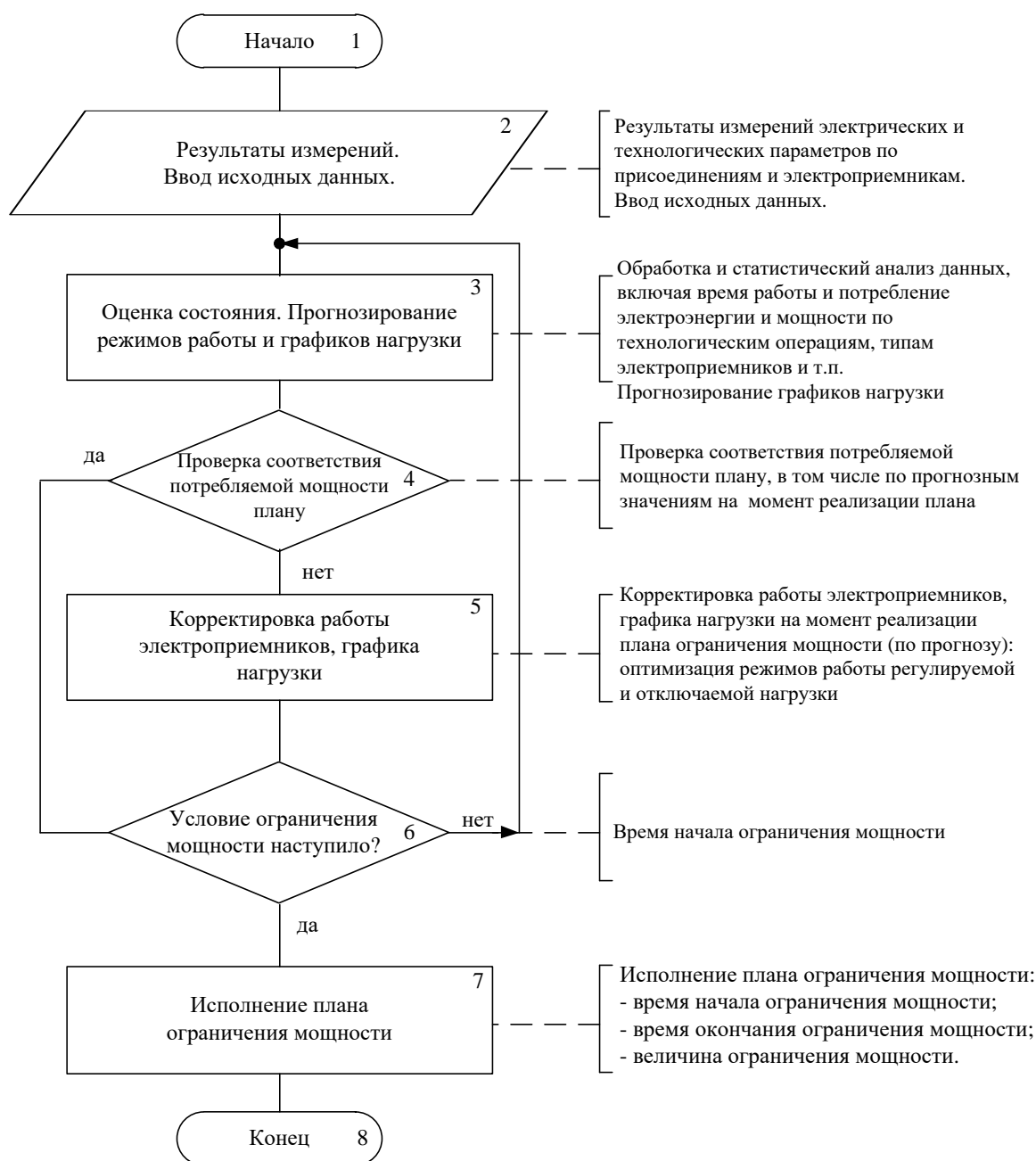


Рис. 2. Алгоритм ограничения мощности со стороны активных потребителей

Статистические характеристики неконтролируемых графиков нагрузки активной мощности были рассчитаны на основании обработки ретроспективных и прогнозных данных, полученных путем вычитания из общего графика нагрузки по присоединению контролируемых графиков нагрузки отдельных электроприемников по сведениям измерительных систем. Целевую функцию спроса для присоединения ТП с активными (управляемыми) потребителями при заданных ограничениях мощности системным оператором (агрегатором) в период времени $t \in (t_1 - t_2)$ можно записать в виде максимизации мощности подключенных активных потребителей: отключаемых и с гибким регулированием производительности и мощности в момент времени t (3):

$$F = \sum_{i=1}^n p_{1i} \cdot v_i \cdot \Delta\omega_i \cdot x_i + \sum_{k=1}^m p_{2k} \cdot v_k \cdot \Delta\omega_k \cdot y_k \rightarrow \max, \quad (3)$$

$$x_i = 0, 1 (i \in Z),$$

$$y_{k \min}, y_{k \max} \in (0 - 1.)$$

при ограничениях: $P^t \cdot k_t \leq P_{op}^t, t \in (t_1 - t_2), \sum_{i=1}^n x_i = a, y_{k \min} \leq y_k < y_{r \max},$

$$\Delta P_{k \min} \leq p_{2k} \cdot y_k \leq y_{k \max}, p_{1i}, x_i \in B; G,$$

где v_i, v_k – приоритет нагрузки, определяется путем ранжирования потребителей по важности нагрузки (в диапазоне 0 – 1); $\Delta\omega_i, \Delta\omega_k$ – чувствительность нагрузки по присоединению ТП к изменению нагрузки потребителя (в диапазоне 0 – 1); x_i – двоичная переменная (0 или 1); y_k – непрерывная переменная – коэффициент изменения мощности нагрузки от минимальной до максимальной (в диапазоне 0 – 1); a – целое число, определяющее статус отключаемых электроприемников; n, m – количество электроприемников с возможностью их отключения и с гибким регулированием мощности соответственно; $\Delta P_{k \min}, \Delta P_{k \max}$ – согласованные уровни сокращения нагрузки с гибким регулированием производительности и мощности; B – допустимый набор электроприемников в соответствии технологическим процессом, сетевым графиком работ, прочих логических условий, соответствующий спискам смежности; G – список смежности, описывающий связи электроприемников, входящих в технологическую операцию, процесс или электроустановку.

По итогам решения задачи смешанного целочисленного программирования (3) определяется подходящий набор электроприемников из допустимых, а также величина сокращения мощности электроприемников с гибким регулированием производительности с учетом заданных ограничений для обеспечения соответствия суммарного графика нагрузки по присоединению заданному значению.

Практическая часть

Рассмотрим реализацию представленных подходов к управлению спросом со стороны активного потребителя путем формирования заданного графика потребления мощности в требуемый период времени на примере электровозоремонтного завода. На рис. 3 представлены связи контролируемых (активных) электроприемников, входящих в технологическую операцию, процесс или электроустановку (на примере одного цеха). Список смежности G для описания связей электроприемников, входящих в технологическую операцию, процесс или электроустановку имеет вид (например, для рис. 3):

$$G = \begin{array}{llll} 1 \rightarrow & 7 \rightarrow & 8 \rightarrow & 11; \\ 2 \rightarrow & 8 \rightarrow & 9 \rightarrow & 11; \\ 3 \rightarrow & 10 \rightarrow & & 12; \\ 4 \rightarrow & 12 \rightarrow & 13 \rightarrow & 14; \\ 5 \rightarrow & 7 \rightarrow & 10 \rightarrow & 16; \\ 6 \rightarrow & & 17; & \end{array} \quad \begin{array}{llll} 7 \rightarrow & 1 \rightarrow & 5; & \\ 8 \rightarrow & 1 \rightarrow & 2; & \\ 9 \rightarrow & & 2; & \\ 10 \rightarrow & 3 \rightarrow & 5; & \\ 11 \rightarrow & 1 \rightarrow & 2; & \\ 12 \rightarrow & 3 \rightarrow & 4; & \end{array} \quad \begin{array}{ll} 13 \rightarrow & 4; \\ 14 \rightarrow & 4; \\ 15 \rightarrow & 4; \\ 16 \rightarrow & 5; \\ 17 \rightarrow & 6. \end{array}$$

Автоматизированная система управления спросом выполняет обработку и статистический анализ измеренных и введенных данных в реальном времени. Измерение электрических и прочих контролируемых параметров электроприемников позволяет иметь обширные сведения о ходе технологического процесса, его соответствия сетевому графику, включая время работы и потребление электроэнергии и мощности по технологическим операциям, типам электроприемников и т.п.

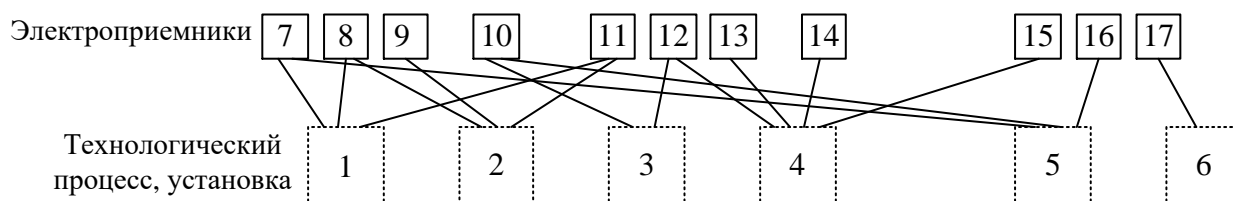


Рис. 3. Связи электроприемников, входящих в технологическую операцию, процесс или электроустановку (направление использования)

На рис. 4 представлена структура потребления мощности по технологическим операциям и группам электроприемников в определенный момент времени по электромашинному цеху. Группы электроприемников 1-5, 8, 9 являются контролируемыми и управляемыми, среди которых 3, 4 – с гибким регулированием производительности и мощности.

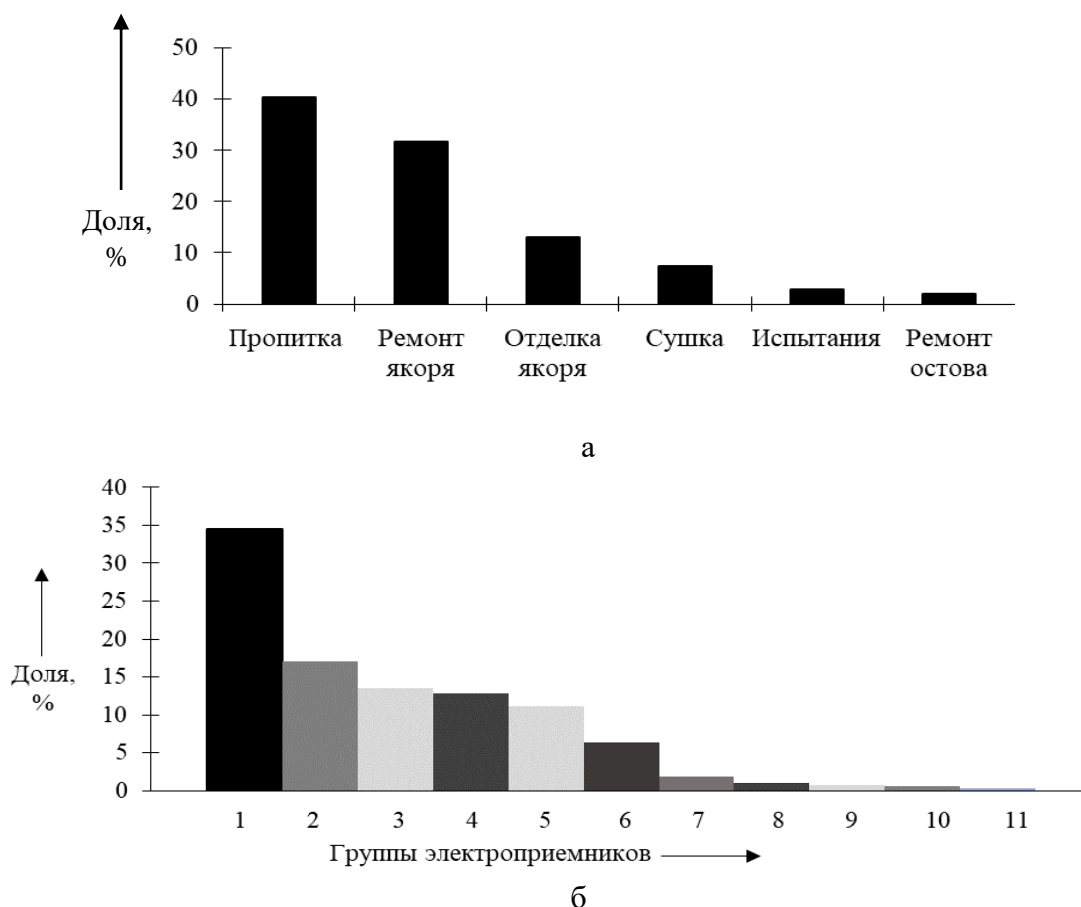


Рис. 4. Структура потребления мощности по технологическим операциям (а) и группам электроприемников (б):

1 – электропечи, калориферы; 2 – электропривод, станки; 3 – холодильное оборудование, вентиляция; 4 – компрессоры, насосы; 5 – моечные машины; 6 – освещение; 7 – бытовая и оргтехника; 8 – сварочное оборудование; 9 – грузоподъемные механизмы; 10 – прочее; 11 –стенды

На основе современных интеллектуальных методов прогнозирования выполняется формирование графика нагрузки в пределах предстоящих суток, когда задано ограничение мощности активных потребителей, для оценки его соответствия планируемой потребляемой мощности. При этом учитываются ретроспективные данные по графикам нагрузки, указанные списки смежности, сетевой график выполнения технологических операций, температура окружающего воздуха, производственные блокировки, ограничения, логические условия и прочие данные, обеспечивающие повышение точности прогнозирования.

Решение оптимизационной задачи смешанного целочисленного программирования (10) выполнялось методом ветвей и границ программными средствами для каждого учитываемого момента времени с учетом данных, представленных в табл. 1.

Таблица 1

Основные данные

Показатель	Значение для электроприемников										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	...	307
v_i	1	-	0,3	0,95	1	0,6	0,7	-	-	...	0,8
v_k	-	0,9	-	-	-	-	-	0,8	-	...	-
$\Delta\omega_i$	0,99	-	0,99	0,97	0,98	0,95	0,97		-	...	0,99
$\Delta\omega_k$	-	0,95	-	-	-	-	-	0,99	-	...	-
$\Delta P_{k \min}$, кВт	-	4	-	-	-	-	-	5	-	...	-
$\Delta P_{k \max}$, кВт	-	10	-	-	-	-	-	25	-	...	-
p_{1i} , кВт	34		7	34	56	14	8		-	...	18
p_{2i} , кВт	-	12	-	-	-	-	-	25	-	...	-
m_p / σ_p , кВт	-	-	-	-	-	-	-	-	12/3	...	-

Результатом решения задачи (3) являются множества $x_i = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}$, $x_i = 0, 1 (i \in Z)$ и $u_k = \{u_1, u_2, u_3, \dots, u_m\}$, $u_k \in (0, 1)$, в соответствии с которыми осуществляется управление контролируемыми электроприемниками, в том числе, за счет сдвига технологических операций по времени. На рис. 5 представлены графики нагрузок групп электроприемников и суммарный, полученные на основе решения оптимизационной задачи управления спросом активного потребителя (для периода времени с ограничением мощности).

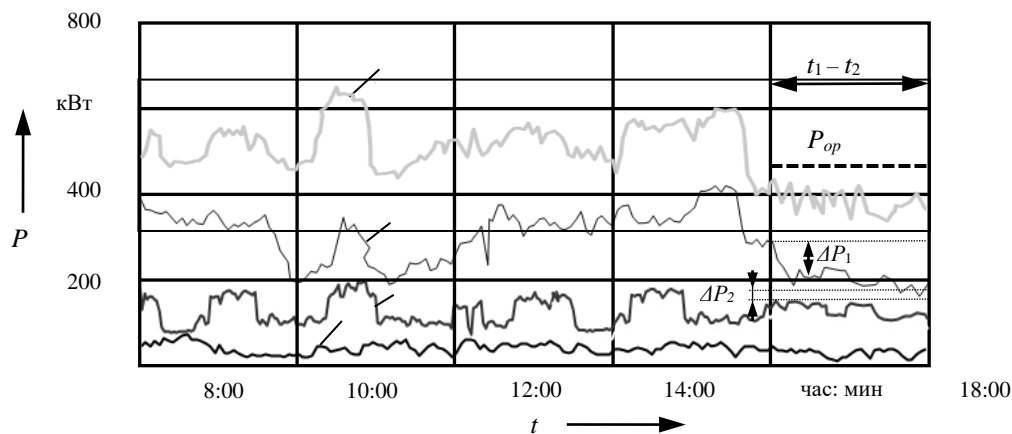


Рис. 5. Графики активной мощности:

- 1 – суммарный с учетом ограничения мощности; 2 – отключаемых электроприемников;
 3 – электроприемников с гибким регулированием мощности;
 4 – неконтролируемых и (или) неотключаемых электроприемников

Здесь $\Delta P_1 = \sum_{i=1}^n p_{1i}^t x_i$, $\Delta P_2 = \sum_{k=1}^m p_{2k}^t y_k$ – расчетное снижение активной мощности от-

ключаемых электроприемников и с гибким регулированием производительности в указанный момент времени соответственно. Ограничение мощности принималось $P_{op} = 460$ кВт, коэффициент запаса $k_t = 1,1$. Выборка графика нагрузки представлена по 170 точкам во времени с 8:00 до 18:00.

Указанные графики нагрузок являются расчетными, в том числе, на основе измеренных параметров мощности отдельных электроприемников, группируемых по заданным условиям, и неконтролируемых (случайных стационарных) в соответствии с выражением (2). Нестационарные случайные включения нагрузок можно учитывать корректировкой величины коэффициента запаса.

Для ограничения мощности сетевой график был сдвинут по времени в пределах допустимых ограничений, заданных исходных логических условий.

Результаты и выводы

На основе представленного алгоритма разработан метод управления спросом со стороны активных потребителей в нормальном режиме интеллектуальных электроэнергетических систем, характеризующихся следующими отличительными признаками:

- анализ данных электропотребления и режимов работы осуществляется на основе применения современных технических средств измерений, управления и коммутации электроприемников (advanced metering infrastructure – АМІ);
- оптимальный график нагрузки формируется не на основе прогнозируемых наборов комбинаций мощности электроприемников, а путем управления ограничением включения (отключением) и плавным изменением мощности контролируемых электроприемников в реальном времени;
- в модели потребления мощности нагрузка разделяется на контролируемую (отключаемую и с гибким регулированием мощности) и неконтролируемую, в том числе, случайную.

Представленные результаты реализации рассматриваемого подхода к управлению спросом со стороны активного потребителя на примере одного цеха завода позволяют говорить о возможности решения подобной задачи программными средствами в целом по крупному предприятию с привязкой к технологическому процессу по нескольким присоединениям к электроэнергетической системе.

При необходимости выражение (3) можно перевести в минимизацию затрат на электропотребление, путем включения множителя со стоимостью электроэнергии в каждый момент времени и (или) дополнить собственную генерацию (накопление) мощности с переменной стоимостью, что является предметом дальнейших исследований авторов.

Сделана попытка на основе развития перспективных технических средств измерений, управления и коммутации конечных потребителей связать потребляемую мощность различных типов электроприемников с ограничениями инфраструктуры в конкретные моменты (периоды) времени.

Библиографический список

1. **Кучеров, Ю.Н.** Развитие технологий активного потребителя и их интеграция в электрическую сеть общего пользования / Ю.Н. Кучеров, А.В. Иванов, Д.А. Корев, Н.А. Уткин, А.З. Жук // Энергетическая политика. – 2018. – № 5. – С. 73-86.
2. **Волкова, И.О.** Активный потребитель в интеллектуальной энергетике / И.О. Волкова, Е.А. Сальникова, Д.Г. Шувалова // Академия энергетики. – 2011. – № 2 (40). – С. 50-57.

3. **Бушуев, В.В.** Инновационное развитие электроэнергетики как важнейший приоритет стратегического развития России / В.В. Бушуев, Ю.Н. Кучеров // Электро. – 2016. – № 1 – С. 45-52.
4. **Куликов, А.Л.** К вопросу о мотивации аварийно-активных промышленных потребителей электроэнергии к управлению своей нагрузкой / А.Л. Куликов, М.В. Шарыгин // Промышленная энергетика. – 2017. – № 11. – С. 2-10.
5. **Куликов, А.Л.** Использование внутренних производственных резервов потребителей для ликвидации дефицитов электрической мощности / А.Л. Куликов, М.В. Шарыгин // Электрические станции. – 2017. – № 4. – С. 36–43.
6. **Старченко, А.Г.** Интернет энергии: будущее электроэнергетики уже наступило / А.Г. Старченко, В.В. Дзюбенко, И. Ю. Ряпин // Энергетическая политика. – 2018. – № 5. – С. 17-24.
7. **Волкова, И.О.** Активный потребитель: задача оптимизации потребления электроэнергии и собственной генерации / И.О. Волкова, М.В. Губко, Е.А. Сальникова // Проблемы управления. – 2013. – № 6. – С. 53-61.
8. **Гальперова, Е.В.** Моделирование поведения активного потребителя на основе агентного подхода / Е.В. Гальперова, В.И. Гальперов // Информационные и математические технологии в науке и управлении. – 2017. – № 4 (8). – С. 28-38.
9. **Кучеров, Ю.Н.** Развитие технологий активного потребителя и их интеграция в электрическую сеть общего пользования / Ю.Н. Кучеров, А.В. Иванов, Д.А. Корев, Н.А. Уткин, А.З. Жук // Энергетическая политика. – 2018. – № 5. – С. 73-86.
10. **Ordehi, A.R.** Optimisation of demand response in electric power systems, a review / A.R. Ordehi // Renewable and sustainable energy reviews. – 2019. – Vol. 103. – P. 308-319.
11. **Воденников, Д.А.** Взаимодействие электроснабжающей организации и активного потребителя при управлении электропотреблением / Д.А. Воденников // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт. – 2019 – № 8. – С. 77-83.
12. **Jhala, K.** Prospect theory-based active consumer behavior under variable electricity pricing / K. Jhala, V. Natarajan, A. Pahwa // IEEE Transactions on Smart Grid. – 2018. – Vol. 10. – P. 2809-2819.
13. **Malysheva, N.N.** Optimal Choice of Technical Means for Reactive Power Compensation / 2019 International Conference on Industrial Engineering / N.N. Malysheva // Applications and Manufacturing (ICIEAM). 2019. – Sochi, Russia, pp. 1-7
14. **Роженцова, Н.В.** Многоагентный подход к моделированию активных потребителей / Н.В. Роженцова, О.С. Регир, А.В. Коцюбинский // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2019. – Том 11. – № 2 (42). – С. 47-55.
15. **Lee, S.J.** et al. Supply and demand management system based on consumption pattern analysis and tariff for cost minimization // 2016 18th International Conference on Advanced Communication Technology (ICACT). – IEEE, 2016. – P. 652-658.
16. **Furukakoi, M.** et al. Multi-objective optimal operation with demand management and voltage stability // 2017 17th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS). – IEEE, 2017. – P. 383-388.
17. **Benysek, G.** et al. Decentralized Active Demand Response (DADR) system for improvement of frequency stability in distribution network // Electric Power Systems Research. – 2016. – Vol. 134. – P. 80-87.
18. **Lin, C. M.** Design and implementation of a smart home energy saving system with active loading feature identification and power management / C.M. Lin, M.T. Chen // 2017 IEEE 3rd International Future Energy Electronics Conference and ECCE Asia (IFEEC 2017-ECCE Asia). – IEEE, 2017. – P. 739-742.
19. **Стенников, В.А.** Активное участие потребителя в управлении своим энергоснабжением / В.А. Стенников, Е.А. Барахтенко, Д.В. Соколов, В.Б. Шелехова // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2017. – Т. 19. – № 11-12. – С. 88-100.
20. **Jordehi, A.R.** Optimisation of demand response in electric power systems, a review / A.R. Jordehi // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2019. – Т. 103. – С. 308-319.
21. **Diestel, R.** Graph Theory / R. Diestel // Springer, 2005. – 410 P.

*Дата поступления
в редакцию: 02.02.2020*

E.A. Tretyakov¹, N.N. Malysheva²

MANAGING DEMAND FROM ACTIVE CONSUMERS IN SMART POWER SYSTEMS

Omsk State Transport University¹

Nizhnevartovsk state university²

Presentation of approaches to demand management by active consumers by creating a schedule for the use of power depending on time requires solving an optimization problem to maximize the power of connected controlled electric receivers of various types. Demand management model by active consumers, taking into account the following factors: load sensitivity for connecting a transformer substation to a change in consumer load; load priority; harmonized levels of load reduction with flexible control of productivity and power; an acceptable set of power consumers in accordance with the technological process, the network schedule, other logical conditions, the corresponding adjacency lists.

An algorithm has been developed for limiting power on the part of active consumers based on the widespread use of digital data processing technologies, modern technical means of measurement, control and switching of end consumers in real time. Solutions for the optimization problem - mixed integer programming - are performed using the branch and bound method.

Results: a developed method for managing needs in the normal use of intelligent energy systems, the hallmarks of which are: analysis of power consumption data and operating modes based on the use of modern technical means of measurement, control and switching of power receivers (advanced measurement infrastructure - AMI); the optimal load schedule is formed not on the basis of the predicted sets of power combinations of power consumers, but as a result of control of the inclusion limitation and a smooth change in the power of the controlled power consumers over time; in models of power consumption, the load is divided into controlled (undetectable and flexible power control) and uncontrolled, including random.

Conclusions: The presented research results are justified factors necessary for active consumers in the normal mode of intelligent energy systems and the possibilities of its practical implementation in an industrial enterprise with reference to the technological process.

Key words: digitalization, management, regulation, optimization, data analysis, real time, active consumers, electric power system, load schedule.

УДК 621.039

М.В. Треушников, Р.Р. Рязанов, А.Е. Соборнов, А.В. Мамаев, А.В. Котин**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
МАГНИТНЫХ ФИЛЬТРОВ НА ПОСТОЯННЫХ МАГНИТАХ
ПРИМЕНИТЕЛЬНО К КОНТУРАМ ВОДО-ВОДЯНЫХ РУ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Исследована проблема магнитной фильтрации жидкости. Проведен сравнительный анализ существующих конструкций магнитных фильтров. Представлено расчетное исследование с использованием программного обеспечения ANSYS Magnetostatic. Получены количественные оценки магнитной и гидродинамической силы. Проведено экспериментальное исследование магнитного поля ферритового и неодимового магнитов. Разработан исследовательский стенд, позволяющий исследовать фильтры различных конструкций. Построены зависимости эффективности фильтрации от скорости рабочей среды. На основе полученных экспериментальных и расчетных данных предложена конструкция фильтра, эффективно использующего как силу магнитного поля, так и гидродинамическую силу. С помощью программного обеспечения ANSYS CFX и ANSYS Fluent проведено расчетное обоснование конструкции данного фильтра. Получено поле скорости в проточной части фильтра, определены застойные области, рассчитана траектория движения частиц. Разработана методика эксперимента для валидации полученных результатов расчета.

Ключевые слова: магнитная фильтрация, гидродинамическая сила, магнитная сила, магнитное поле, поле скорости, ANSYS, экспериментальный стенд, закрутка потока, реакторная установка, атомная энергетика, неодимовый магнит, ферритовый магнит.

Введение

В тепловой и атомной энергетике предъявляются высокие требования к чистоте рабочих сред, участвующих в технологическом процессе. В ходе эксплуатации установок, рабочая среда подвержена загрязнению примесями в результате чего их чистота снижается. Состав примесей чрезвычайно разнообразен, однако в ряде случаев в качестве доминирующей фракции выступают частицы железа и его соединений. Источниками таких примесей являются коррозионные и эрозионные процессы в элементах оборудования, последствия механической и термической обработки, некачественная очистка оборудования после ремонта, повышенное содержание примесей в исходной или подпиточной воде и пр. Превышение норм содержания соединений железа приводит к образованию отложений железосодержащих примесей (согласно временной зависимости близкой к кубической [1]) на теплопередающих поверхностях, что является причиной ухудшения теплопередачи, увеличения температуры теплообменных стенок сверх допустимой и в конечном итоге приводит к перегогам, разрывам труб, аварийным остановкам оборудования. Таким образом, поддержание требуемой чистоты рабочих сред и теплообменных поверхностей в контурах и теплообменном оборудовании энергетических установок является актуальной проблемой.

Удаление примесей, обладающих способностью к магнитному осаждению (захвату), можно осуществлять с применением магнитных очистных аппаратов: сепараторов, фильтров, ловушек. Подобные устройства находят свое применение и в атомной энергетике. Имеется опыт использования высоко градиентных магнитных фильтров в качестве фильтрующего аппарата для бассейна выдержки от активных продуктов коррозии [2]. Стержневой высоко градиентный магнитный фильтр был включен в схему ультразвуковой очистки рабочих кассет и тепловыделяющих сборок. Данная система прошла испытания на третьем энергоблоке Нововоронежской АЭС. Магнитный фильтр применен для улавливания из бассейна выдержки активных продуктов коррозии при отделении их от сборок. Помимо этого, магнитные филь-

трующие устройства широко используются в паре с герметичными насосами с магнитной муфтой во вспомогательных системах энергоустановок.

Анализ конструкции существующих проточных магнитных фильтров показал, что они имеют ряд конструктивных недостатков, снижающих эффективность фильтрации. В настоящее время развитие магнитных фильтрующих систем идет по двум направлениям. В первом случае для фильтрации среды используются электромагниты. Примеры таких конструкций описаны в [3, 4] и встречаются в патентных исследованиях [5, 6]. К достоинствам этих устройств следует отнести возможность регулирования мощности поля и его характеристик, не меняя конструкции, с помощью варьирования величины напряжения и частоты колебания. Еще одним преимуществом является возможность отключения магнитного поля без демонтажа фильтра. К недостаткам относятся большие потери магнитного поля в окружающую среду, дополнительные требования к электробезопасности и затраты электроэнергии на собственные нужды фильтра. Сложность монтажа не позволяет использовать фильтры таких конструкций в труднодоступных местах и помещениях. Альтернативным вариантом является использование постоянных магнитов. Фильтры, использующие постоянные магниты находят более широкое применение, так как имеют лучшие по сравнению с электромагнитными массо- и габаритные характеристики. Основные конструктивные решения фильтров представлены в [3, 4, 7-9]. К преимуществам таких аппаратов относятся простота конструкции, отсутствие источника питания, элементов коммутации и защиты, электропроводки, возможность использования в агрессивных средах и взрывопожароопасных помещениях. Последний фактор является решающим при выборе такого типа фильтров для использования в контурах энергетических установок. Основным недостатком таких систем сравнительно низкая напряженность магнитного поля в зоне захвата частиц, что в определенной мере сдерживает их широкое, а главное эффективное применение. Устранение данного недостатка может быть достигнуто совместным применением магнитных и механических фильтрующих элементов, а также гидродинамических эффектов, за счет профилирования проточных частей фильтров, что требует конструктивной проработки рабочей зоны фильтра.

Для повышения эффективности магнитной фильтрации и расширения области применения фильтров, имеющих в своем составе постоянные магниты, научной группой лаборатории «Парогенерирующие системы» кафедры «Атомные и тепловые станции» НГТУ им. Р.Е. Алексеева разработана уникальная конструкция магнитно-гидродинамического фильтра.

Целью данной работы является обоснование оптимальной конструкции фильтра для нужд энергетического комплекса, в котором эффективно используются как гидродинамический эффект, так и магнитное поле постоянных магнитов различного типа.

Основными задачами настоящей работы являются:

- моделирование магнитного поля неодимового и ферритового магнитов с использованием программного комплекса ANSYS Magnetostatic для количественной оценки магнитной силы, действующей на частицу, расчет гидродинамической силы;
- создание испытательного стенда для исследования эффективности фильтрации экспериментальных образцов;
- проведение испытаний с различными магнитными системами для качественного представления действия магнитных сил на частицы в потоке жидкости;
- разработка конструкции магнитного фильтра с использованием современных программных комплексов: ANSYS Fluent, ANSYS CFX, Autodesk Autocad.

Анализ сил, действующих на частицу в рабочей среде

На первом этапе исследования проведен количественный анализ сил, действующих на ферромагнитные частицы в потоке жидкости. Магнитная сила неодимового и ферритового магнитов определялась с использованием программного комплекса ANSYS

Magnetostatic [10]. Данное программное обеспечение позволяет смоделировать магнитное поле постоянно магнита с использованием метода конечных элементов и определить суммарную магнитостатическую силу, которая в общем виде описывается следующей формулой (1):

$$\vec{F}_m = \frac{1}{2} \oint (\vec{H} (\vec{n} \cdot \vec{B}) + \vec{B} (\vec{n} \cdot \vec{H}) - \vec{n} (\vec{H} \cdot \vec{B})) \partial s, \quad (1)$$

где \vec{B} – индукция магнитного поля, \vec{H} – напряженность магнитного поля, \vec{n} – единичный вектор внешней нормали к поверхности [4]. Расчет произведен для частицы, расположенной на разных расстояниях R от оси магнита.

Геометрические характеристики расчетных моделей соответствуют характеристикам магнитов, примененных в ходе экспериментального этапа исследования. Расчетная модель неодимового магнита представлена на рис. 1(а).

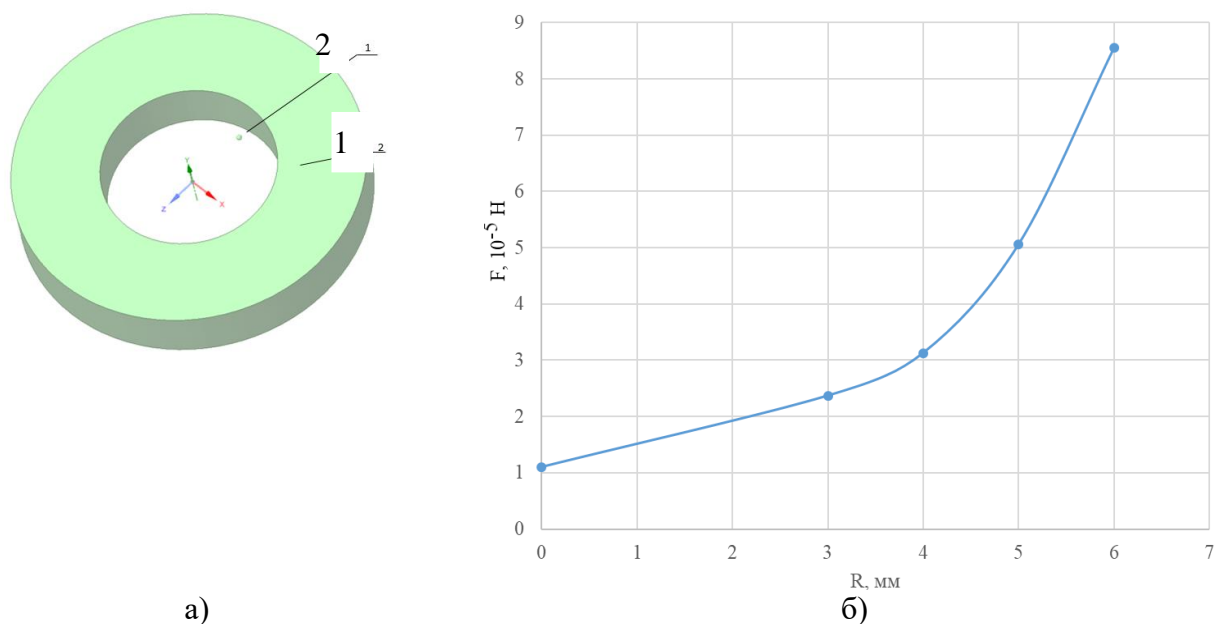


Рис. 1. Расчетные данные ANSYS Magnetostatic

1 – постоянный магнит; 2 – ферромагнитная частица;
а – расчетная модель; б – результат расчета магнитной силы

При проведении экспериментальных исследований в качестве ферромагнитных частиц применялись частицы железного порошка ПЖВ 2.160.26 ГОСТ 9849-86. Для контроля размеров частиц были использованы электронный микроскоп (Laboratory Student 107 Xsz-107bn Microscope) и объект-микрометр со шкалой длиной 1 мм и ценой деления 0,01 мм. Установлено, что размер частиц лежал в диапазоне от 10 до 160 мкм. Для расчетов размер частиц принят равным 100 мкм. Результат расчета представлен на рис. 1(б).

Гидродинамическая сила, действующая на частицу, может быть количественно оценена по следующей формуле (2):

$$F_z = 3 \cdot \pi \cdot \mu \cdot d_p \cdot (v - v_l) \cdot k_f, \quad (2)$$

где μ – динамическая вязкость; d_p – эффективный диаметр частицы; v – скорость среды; v_l – скорость частицы; k_f – коэффициент формы частицы [3]. Влиянием остальных сил и их составляющих, действующих в потоке жидкости на частицу в условиях данной задачи можно пренебречь [3]. Величина гидродинамической силы при среднерасходной скорости потока до 5 м/с составила порядка 10^{-6} Н. Таким образом, магнитная сила значительно превосходит гидродинамическую силу, что подтверждает возможность использования постоянных магнитов для фильтрации жидкости при достаточно больших скоростях.

Исследования эффективности фильтрации с использованием различных магнитных систем

Для экспериментального подтверждения эффективности магнитной фильтрации водяного теплоносителя введен в эксплуатацию учебно-исследовательский стенд (рис. 2). Стенд состоит из следующих элементов: насосов (Н1, Н2); запорно-регулирующих клапанов (31, 32, 33); трехходовых-регулирующих клапанов (Т1, Т2); экспериментального участка (ЭМ); индикаторной магнитной системы (ИМС), дозатора частиц (ДЧ); конуса (К) с прозрачным шлангом; труб полипропиленовых D_{N18} ; шлангов силиконовых прозрачных; контрольно-измерительных приборов. В качестве рабочей среды используется дистиллированная вода ГОСТ 6709-72.

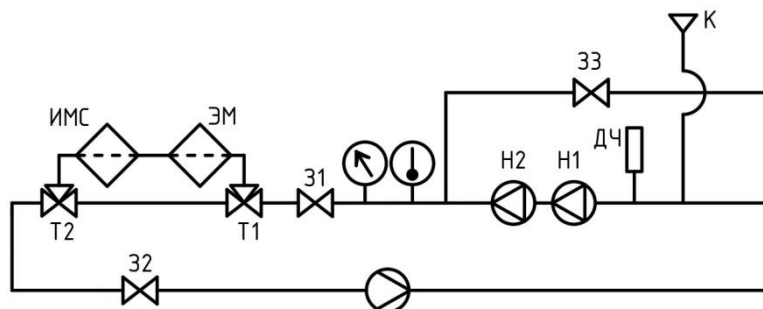


Рис. 2. Гидравлическая схема стенда

Измерение расхода осуществляется по перепаду давления на прямом участке трубы. В ходе проведения эксперимента осуществлялось измерение температуры на входе в экспериментальный участок с помощью хромель-алюмелевой термопары, изготовленной из кабеля КТМС с диаметром чувствительной части 1 мм, и давления. Погрешность измерения расхода, температуры и давления составила 1,5 %, 5 % и 2 % соответственно. Эксперимент проведен в следующем диапазоне режимных параметров: скорость потока воды от 1 м/с до 5 м/с с шагом 2 м/с; температура потока воды от $23\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$; давление от $0,18\text{ МПа} \pm 0,02\text{ МПа}$. Регулирование скорости потока байпасное. Наличие обводной (байпасной) ветки позволяет добиться равномерного распределения частиц после эжекции их в поток.

Конструкция стенда позволяет проводить исследование фильтров и фильтрующих элементов различных конструкций. Экспериментальная модель (рис.3) на данном этапе представляет собой прямой участок трубы (Т) 16×2 мм длиной 170 мм, изготовленный из органического стекла. В центральной части наружной поверхности трубы размещена магнитная система (МС), которая представляет собой один или более магнитов кольцевого типа, скрепленных между собой. Монтаж ЭМ в состав стенда осуществляется при помощи быстросъемных соединений, обеспечивающих удобство и простоту замены магнитной системы.

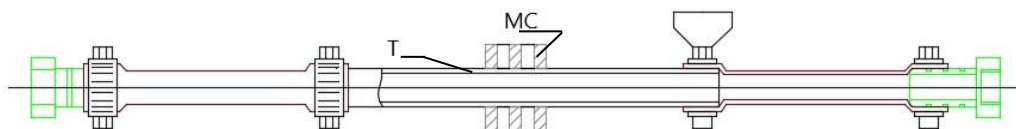


Рис. 3. Экспериментальная модель

В ходе эксперимента исследовалось влияние магнитного поля магнитов, имеющих разную индукцию и напряженность поля на ферромагнитные частицы в потоке жидкости. Типы магнитов и их характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1

Типы магнитов и их характеристики

Тип магнита (маркировка)	Размеры, мм	Остаточная магнитная индукция, Тл	Коэрцитивная сила, кА/м	Скорость размагничивания, %/10 лет	Диапазон температур, °С
Ферритовый (Y30)	30x17x5	0,35	200	10	-60 до +200
Неодимовый (N38)	32x16x5	1,22-1,25	950	1	-60 до +80

Количественной мерой оценки работы магнитных систем является степень фильтрации контура, определяемая по следующей формуле (3):

$$\varepsilon = \frac{m_{\phi}}{m_0} 100\% \quad (3)$$

где m_{ϕ} – масса отфильтрованных частиц; m_0 – масса введенных в контур частиц.

Масса ферромагнитных примесей, вводимых в контур и отфильтрованных магнитной системой, измеряется на аналитических весах Pioneer PA114 с точностью до тысячных долей грамма. Результаты экспериментов с ферритовой и неодимовой магнитными системами представлены на рис. 4 и 5 соответственно. При низкой среднерасходной скорости потока (около 1 м/с) степень фильтрации ферритовых и неодимовых магнитов одинакова. Данный эффект объясняется тем, что гидродинамическая сила F_z не способна преодолеть силы тяжести и трения покоя, действующие на крупные частицы. В результате чего в поток вовлекается лишь малая часть дисперсной примеси, обладающая минимальными габаритами и массой, легко улавливаемая магнитами обоих типов.

Различный характер изменения степени фильтрации контура при увеличении скорости потока жидкости (рис. 4 и 5) обусловлен соотношением гидродинамической и магнитной сил, действующих на ферромагнитную частицу. Это соотношение удобно выразить с помощью безразмерного коэффициента ζ (4):

$$\zeta = \frac{F_z}{F_M} \quad (4)$$

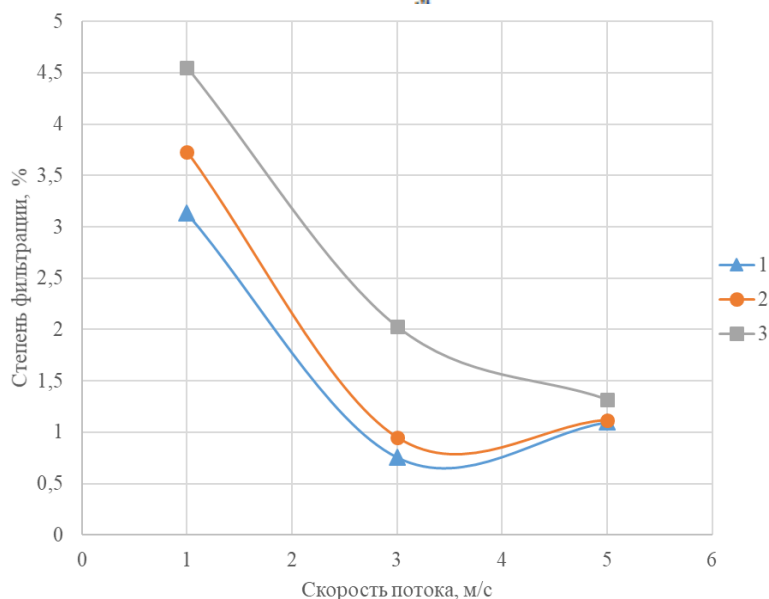


Рис. 4. Результаты исследования ферритовой магнитной системы

- 1 – результаты фильтрации с одним магнитом,
- 2 – с двумя плотно соединенными магнитами,
- 3 – с тремя плотно соединенными магнитами

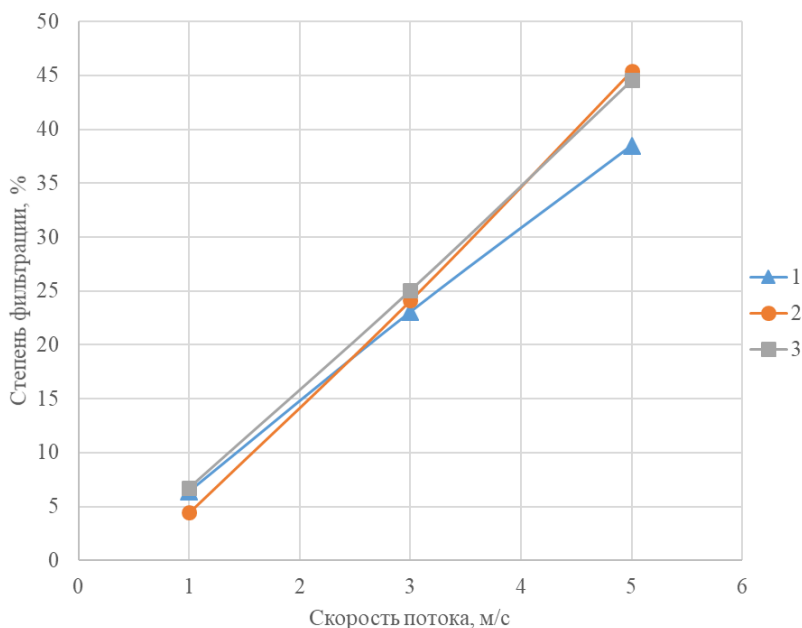


Рис. 5. Результаты исследования неодимовой магнитной системы

- 1 – результаты фильтрации с одним магнитом,
- 2 – с двумя плотно соединенными магнитами,
- 3 – с тремя плотно соединенными магнитами

Увеличение скорости потока, согласно выражению (2), приводит к соответствующему увеличению гидродинамической силы, превосходящей магнитную силу ферритового магнита, что приводит к снижению степени фильтрации (рис.4). Таким образом, при $\zeta > 1$ эффективность фильтрации тем ниже, чем выше величина F_2 . В предельном случае, когда ζ стремиться к бесконечности, ε асимптотически стремится к 0. При использовании неодимовых магнитов в указанном диапазоне изменения скорости потока коэффициент $\zeta \ll 1$. В этом случае с увеличением скорости потока эффективность фильтрации возрастает (рис. 5). Данный эффект обусловлен увеличением количества частиц, вовлекаемых в поток жидкости с увеличением F_2 . Рост ε должен продолжаться до тех пор, пока ζ не достигнет значения 1, после чего характер изменения степени фильтрации контура при дальнейшем увеличении скорости потока жидкости примет вид, представленный на рис.4.

Очевидно, что в рассмотренной конструкции гидродинамическая сила, действующая на частицы, находящиеся в магнитном поле, при $\zeta > 1$ является «конкурирующей» по отношению к магнитной. Однако принципиально реализуема конструкция фильтра, позволяющая повысить эффективность использования магнитного поля за счет применения закрутки потока при значительной величине F_2 . Основной задачей при разработке конструкции такого типа является профилирование проточной части таким образом, чтобы в зоне установки магнитов выполнялось условие $\zeta \ll 1$.

Обоснование конструкции фильтра

С учетом результатов предварительных экспериментов разработана оригинальная конструкция проточного магнитно-гидродинамического фильтра, 3D модель которого представлена на рис. 6.

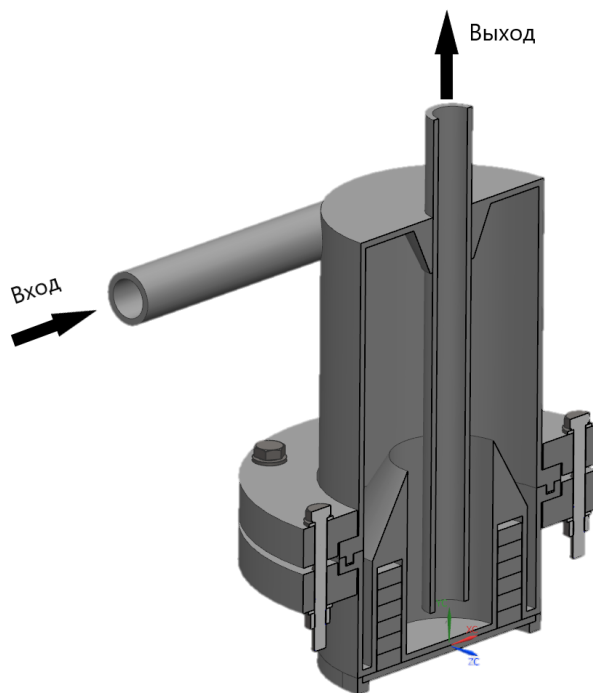


Рис. 6. 3D модель фильтра

На этапе проработки конструкции фильтра решалась сложная задача определения оптимальных геометрических размеров проточной части. Поэтому для уточнения геометрических и получения гидродинамических характеристик использовался программный комплекс ANSYS CFX [12]. В итоге получено поле скорости, определены застойные зоны (области с малым значением усредненной скорости), в которых время действия магнитного поля наибольшее и на ферромагнитные частицы в наименьшей степени действует гидродинамическая сила. Результат расчета в ANSYS CFX представлен на рис. 7а. Как видно из рисунка, скорость в расчетной области в застойных областях стремится к 0 м/с.

Для подтверждения предположения о возможной остановке частиц в застойных областях проведен анализ двухфазного потока в отсутствие магнитного поля в программе ANSYS Fluent [10] с использованием DPM (Discrete Phase Model) модели, которая позволяет смоделировать течение твердых частиц в потоке жидкости. По результатам расчета построены траектории движения частиц (particle track) в расчетной области, рис. 7б. Как видно из рисунка, даже без влияния магнитного поля, траектории частиц сконцентрированы в расчетной области, унос частиц за пределы фильтра практически не наблюдается. Положительные результаты расчетного обоснования позволили перейти к этапу создания экспериментальной модели магнитно-гидродинамического фильтра для валидации результатов, полученных в расчетных кодах.

Для контроля процесса осаждения частиц за счет гидродинамических сил, обусловленных закруткой потока, изготовлена модель фильтра с применением технологии 3D печати. Материал модели подобран таким образом, что после специальной обработки рабочей части фильтра она становится доступной для визуального контроля. Модель дала возможность оценить работоспособность конструкции фильтра и перейти к созданию образца из натурального материала – стали аустенитного класса 12X18H10T.

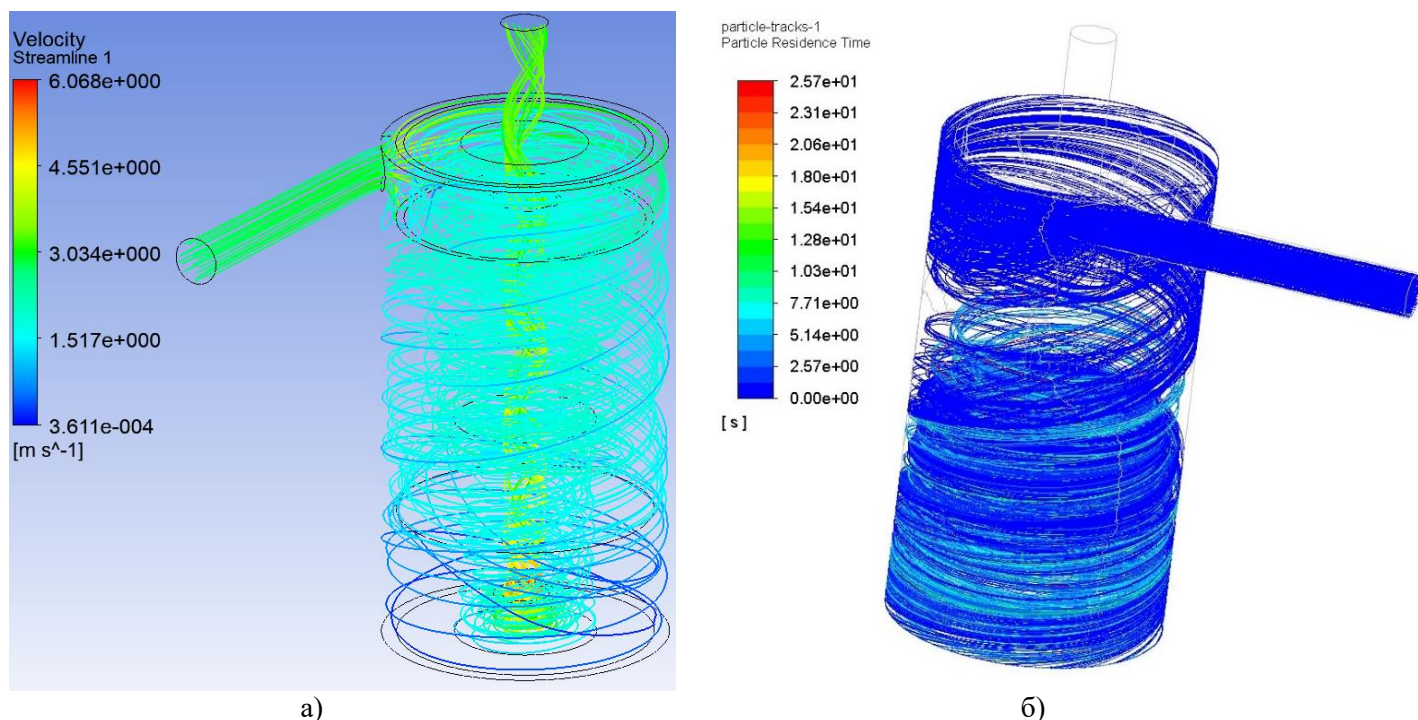


Рис. 7. Результаты расчета в ANSYS

а – поле скоростей в ANSYS CFX, б – траектория частиц в ANSYS Fluent

К настоящему времени разработана методика проведения экспериментального исследования магнитно-гидродинамического фильтра на стенде, согласно которой эксперимент осуществляется следующим образом: в поток жидкости, циркулирующей по обводной относительно экспериментальной модели линии стенда, производится эжекция ферромагнитных частиц массой m . После чего, с помощью трехходовых клапанов Т1 и Т2 циркуляция переводится на линию, включающую экспериментальную модель. Далее, в течение времени t производится фильтрация потока жидкости до появления осадка на магнитной системе ИМС, установленной в качестве индикатора загрязнения контура за ЭМ. В случае, если ИМС не улавливает частиц, циркуляция вновь переводится на обводную линию и эжктируется следующая порция частиц в обозначенном количестве. Последовательность действий повторяется до тех пор, пока на ИМС не начнут осаждаться частицы железа. Эксперимент проводится в диапазоне скорости потока фильтруемой среды до 5 м/с. В ходе эксперимента фиксируется количество впрыскиваемых и отфильтрованных частиц, рассчитывается степень фильтрации. На основании проведенного исследования планируется вынести заключение об эффективности применения магнитно-гидродинамического фильтра приведенной конструкции в системах водо-водяных РУ и, при необходимости, рекомендации по доработке изделия.

Заключение

Магнитное поле является эффективным средством фильтрации рабочей среды. Сила магнитного поля существенно превышает гидродинамическую силу, действующую на частицы в потоке жидкости, что подтверждается экспериментами, проведенными на экспериментальной модели из органического стекла. По результатам проведенного эксперимента наиболее оптимальной для фильтрации является неодимовая магнитная система. Это объясняется магнитной силой неодимовых магнитов, которая существенно превышает силу ферритовых, как показал расчет в ANSYS Megnetostatic.

С использованием неодимовых магнитов разработана оригинальная конструкция магнитно-гидродинамического фильтра. Конструкция разработанного фильтра предусматривает наличие образованных за счет закрутки потока рабочей среды застойных областей, обеспечивающих высокую продолжительность нахождения частиц в области действия магнитного поля. Все эти факторы положительно сказываются на степень фильтрации жидкости, содержащей ферромагнитные дисперсные примеси.

Представленная конструкция фильтра имеет ряд конструктивных решений, обеспечивающих следующие уникальные свойства:

- возможность быстрого извлечения магнитной системы без разгерметизации контура;
- отсутствие контакта магнитной системы с водой, а значит система не подвержена коррозии и не может быть источником вторичных отложений;
- работоспособность в условиях высокого давления.

Следует отметить, что у неодимовых магнитов имеется существенный недостаток, а именно невозможность их использования при высоких температурах. В условиях воздействия высоких температур следует применять самарий – кобальтовые магниты, которые имеют рабочий диапазон от -40°C до $+450^{\circ}\text{C}$, что превышает рабочий диапазон неодимовых более чем в 4 раза. Следовательно, дальнейшие исследования магнитной фильтрации в контурах РУ с водяным теплоносителем должны быть направленными в сторону проработки конструкции фильтров с установленной в них магнитной системой из самария-кобальта.

Работа выполнена в рамках развития кадрового потенциала НГТУ и выполнения мероприятий стратегического проекта 3 «Региональный центр расчетно-экспериментального обоснования инновационных приложений ядерных технологий» Программы развития Опорного Университета, на основании Положения о грантовой поддержке, приказом № 661/6 от 6 декабря 2019 года.

Библиографический список

1. **Сандуляк, А.А.** Совершенствование режимов и систем магнитной очистки технологических сред для предупреждения чрезвычайных ситуаций при эксплуатации энергетического оборудования: дис. канд. тех. наук: 05.26.02 – Московский государственный технический университет «МАМИ», Москва, 2005 – 127 с.
2. **Гусев, Б.А.** Разработка и совершенствование технологий очистки контуров ЯЭУ с водяным теплоносителем от продуктов коррозии: дис. Санкт-Петербург док. тех. наук: 05.14.03 – Научно-исследовательский технологический институт имени А.П. Александрова, Санкт – Петербург, 2014. – 193 с.
3. **Сандуляк, А.В.** Магнитофильтрационная очистка жидкостей и газов / А.В. Сандуляк. – М.: Химия, 1988. – 136 с.
4. **Аносов, С.Н.** Аппараты магнитной обработки воды. Проектирование, моделирование и исследование: монография / С.Н. Аносов, С.Н. Антонов, А.И. Адошев, И.К. Шарипов, В.Н. Шемякин. – Ставрополь: АГРУС Ставропольского гос. аграрного ун-та, 2014. – 220 с.
5. Пат. №2429045. Электромагнитный фильтр // патент РФ №2429045 / А.А. Цынаева, Д.А. Генералов, А.В. Прохоров, А.С. Долгов.
6. Пат. №2206371. Электромагнитный фильтр осадитель // патент РФ №2206371 / А.И. Елшин, Н.Е. Киреев.
7. Пат. №2160148. Магнитный фильтр // патент РФ №2160148. / Ю.В. Данченко.
8. Пат. №2203124. Высокоградиентный магнитный фильтр // патент РФ №2203124. / Б.А. Гусев, Л.Л. Чилипенко, Е.П. Козлов, С.М. Ковалев, С.Н. Харахнин, В.Н. Тищенко.
9. Пат. №2360740. Высокоградиентный магнитный фильтр // патент РФ №2360740 / Д.А. Кирпиков, Б.А. Гусев.
10. **Федорова, Н.Н.** Основы работы в ANSYS 17 / Н.Н. Федорова, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю.В. Захарова. – М.: ДМК Пресс 2017. – 210 с.

11. Гусев, Б.А. Численное моделирование процесса высокоградиентной фильтрации / Б.А. Гусев, В.Г. Семенов, В.В. Панчук // Журнал технической физики. – 2016. – том 86, вып. 9. – С.13-19.
12. Соборнов, А.Е. Определение гидравлических характеристики элементов теплообменного оборудования ЯЭУ с помощью ANSYS CFD 14.0: методические указания / А.Е. Соборнов, Р.Р. Рязанов, А.В. Мамаев, А.Е. Хробостов, М.А. Легчанов. – Н.Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2017. – 46 с.

*Дата поступления
в редакцию: 05.02.2019*

M.V. Treushnikov, R.R. Riazapov, A.E. Sobornov, A.V. Mamaev, A.V. Kotin

CALCULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF MAGNETIC FILTERS ON PERMANENT MAGNETS APPLICABLE TO PRESSURIZED WATER REACTOR

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: development of an optimal magneto-hydrodynamic filter design for the needs of the power industry, which effectively uses the strength of the hydrodynamic force and the magnetic field of permanent magnets of various types.

Design / methodology / approach: The paper presents a comparative analysis of existing designs of magnetic filters. An original filter design is proposed. Development of the filter included numerical and experimental studies. Numerical modeling of the velocity field and pressure gradients of swirling flow is carried out using ANSYS CFX, particle flow paths calculated using DPM model in ANSYS Fluent. Computational study of magnetic force made by using the ANSYS Magnetostatic software package. An experimental study of the efficiency of magnetic filters is carried out at the experimental facility, which was specially designed to study filters of various designs. Studies are conducted for neodymium and ferrite magnetic systems of various geometric shapes.

Findings: Quantitative values of the magnetic and hydrodynamic forces are obtained. The results of evaluating the filtration efficiency at various coolant speeds and versions of magnetic systems are presented. The data obtained can be used to further develop of the filter design.

Originality/value: Based on the obtained experimental and calculated data, an original filter design has been proposed that provide effectively using both the strength of the magnetic field and the hydrodynamic force.

Key words: magnetic filtration, hydrodynamic force, magnetic force, magnetic field, velocity field, ANSYS, experimental facility, flow swirl, reactor, PWR, neodymium magnet, ferrite magnet, DPM model.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.113

С.А. Багичев, Л.Н. Орлов, А.В. Тумасов, В.А. Колтунов

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ВНЕСЕННЫМИ В ЕГО КОНСТРУКЦИЮ ИЗМЕНЕНИЯМИ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Исследование безопасности наземного транспортного средства проведено расчетным путем на основе метода конечных элементов с применением современных программных комплексов. Использованы специально разработанная подробная конечно-элементная модель автобуса и трехмерный манекен. Анализ выполнен с целью оценки влияния на пассивную безопасность внесенных в конструкцию изменений. Определены картины напряженно-деформированного состояния, выявлены наиболее нагруженные места конструкции, даны контуры остаточного жизненного пространства в виде объемного манекена в положении, соответствующем конечному деформированному состоянию в момент полного поглощения приложенной энергии удара. Представлены графики изменения ударной нагрузки; дана оценка пассивной безопасности.

Ключевые слова: пассивная безопасность, наземные транспортные средства, Правила №29 ООН, Правила №66 ООН, метод конечных элементов, ударные нагрузки, манекен, оценка, напряженно-деформированное состояние.

Введение

Расчетная оценка пассивной безопасности кузовных конструкций особенно актуальна при разработке их модификаций и внесении конструктивных изменений. При этом одним из условий является использование ранее разработанных в процессе проектирования расчетных моделей, адекватно отражающих реальные конструкции. Возможность применения таких моделей предусмотрена и существующими Правилами ЕЭК ООН №66 [1]. Неоспоримым преимуществом расчетов является возможность неоднократного их применения при проведении сравнительных оценок влияния конструктивных изменений на безопасность транспортного средства.

Условия проведения расчетной оценки

Проведем сравнительную оценку влияния изменений с использованием конечно-элементной модели на примере несущей конструкции кузова автобуса, переделанного под лабораторию. В данном случае к нему предъявляются требования Правил ООН №29, соответствующие грузовым автомобилям [2]. Измененная конструкция автобуса должна выдерживать ударные нагрузки маятником в переднюю часть и в стойку лобового окна. Для обеспечения соответствия этим требованиям были выполнены необходимые изменения (усиления) конструкции. Их эффективность влияния на безопасность оценивалась по результатам компьютерного моделирования с использованием современных программных продуктов Nuroper Mesh и LSDyna. Расчетная оценка проводилась с использованием ранее разработанной конечно-элементной модели автобуса (рис. 1), использованной для оценки пассивной без-

опасности автобуса при боковом опрокидывании с уступа. Модель была верифицирована в соответствии с методикой, представленной в работах [3-8].

В случае отсутствия модели базовой конструкции необходима ее разработка, обеспечивающая максимальное приближение к реальной конструкции. Затем следует провести ее верификацию в тестовом режиме нагружения, сравнив результаты расчетов с данными натурных испытаний. При этом можно ограничиться расчетом и испытанием отдельной ее секции, в соответствии с требованиями приложения 6 Правил № 66 ООН.

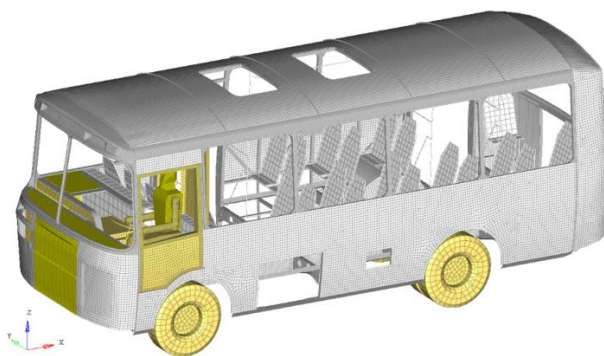


Рис. 1. Конечно-элементная модель транспортного средства

Отлаженная расчетная модель в дальнейшем может использоваться для проведения уточненных расчетов и реализации поставленной цели – оценки пассивной безопасности конструкции с внесенными в нее изменениями. В модель базового автобуса были внесены изменения, соответствующие тем, которые сделаны в рассматриваемой конструкции кузова. На рис. 2 показана модель в исходном состоянии с манекеном при ударе маятником в переднюю часть. В соответствии с требованиями трехмерный пятидесятипроцентный манекен водителя установлен в среднем положении с учетом высоты точки Н. Доработанная модель включает в себя 556311 оболочечных (типа shell) элементов. Из них 550 255 прямоугольных и 6 056 треугольных. Кроме того, она содержит 25 868 элемента сварки (rigids) и 1 989 балочных элемента (beam). Соединения труб каркаса между собой и панелей кузова с трубами представлены в модели элементами сварки по узлам сетки. Сварочные соединения моделируются жесткими элементами. Таким образом, модель отражает реальную конструкцию и включает в себя все силовые элементы кузова, каркасы сидений, поручни, их стойки, воздухопровод, перегородку за водителем и их связи с боковинами. В данной модели воспроизведены все геометрические и физические свойства кузова, что позволяет проводить оценку пассивной безопасности транспортного средства. Расчетная модель транспортного средства имеет внешнее закрепление (опоры). В ней дополнительно учтены элементы, усиливающие переднюю часть кузова в продольном направлении, связи опор двигателя с лонжеронами основания и лонжероны в передней части.

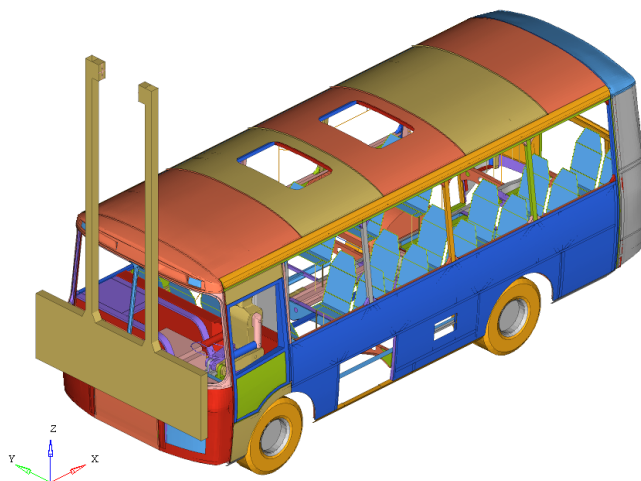


Рис. 2. Условия нагружения конечно-элементной модели транспортного средства ударом маятника в переднюю часть

Анализ результатов компьютерного моделирования аварийных ситуаций

Анализ результатов показал, что модель кузова транспортного средства имеет деформации в допустимых пределах. При этом ни один из деформированных элементов конструкции транспортного средства, в том числе, и рулевое колесо, не входит в зону размещения манекена. На рис. 3 показан деформированный вид транспортного средства.

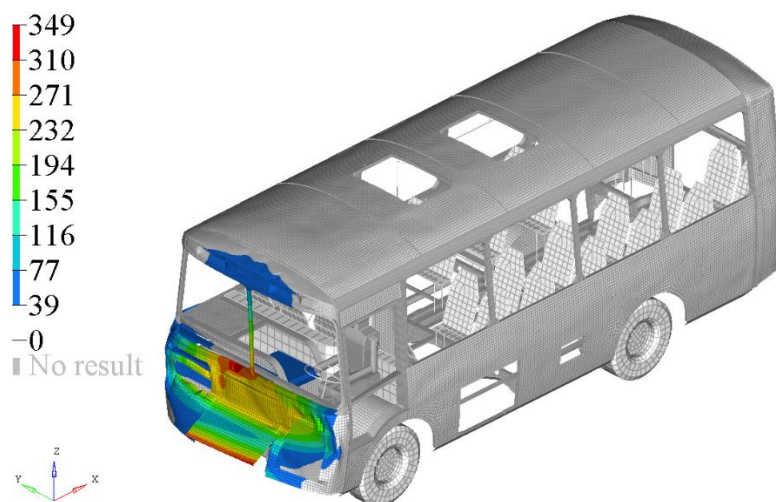


Рис. 3. Деформированное состояние модели с манекеном, деформации в мм

По деформированному виду можно определить характер и места наибольших деформаций, оценить сохраняемость остаточного жизненного пространства для водителя и пассажиров, а, следовательно, и безопасность транспортного средства. Картина напряженно-деформированного состояния всего кузова приведена на рис. 4.



Рис. 4. Напряженно-деформированный вид транспортного средства (вид сбоку), напряжения в МПа

Напряженно-деформированное состояние модели показывает уровень и характер распределения максимальных напряжений, зоны пластических деформаций и относительно слабые места конструкции. Получаемые графические зависимости изменения энергии удара и поглощаемой энергии дают возможность контролировать время протекания процесса и корректность решения.

Важной характеристикой является зависимость силы удара от деформации, получаемая из двух зависимостей – силы (рис. 5) и деформируемости от времени. По этой зависимости можно судить о поглощаемой энергии (энергоёмкости конструкции), темпе нарастания ударной нагрузки и максимальном ее значении, которое сравнивается с регламентируемым значением. Данные параметры важны при проведении сравнительных оценок.

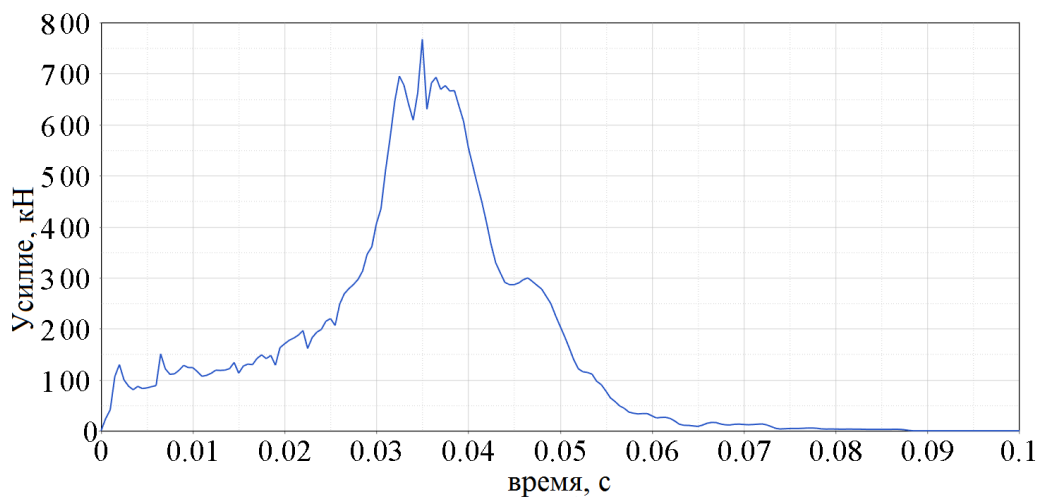


Рис. 5. График изменения ударной нагрузки

По приведенному графику можно определить момент времени ($t = 0,035$ с) соприкосновения маятника с двигателем, нагружения его опор и прилегающих элементов основания. По этой зависимости также можно определить характер разрушения конструкции: момент разрыва сварных точек, «выхода» отдельных силовых элементов из строя или наоборот включения их в работу («пик» на графике изменения силы удара, характеризующийся ударом маятника в двигатель). Падение силы на графике вызвано отскоком маятника после жесткого удара в двигатель. Все это необходимо для проведения полноценного анали-

за результатов, осуществления окончательной оценки поведения кузовной конструкции и ее пассивной безопасности.

Полученные результаты говорят о том, что внесенные в конструкцию изменения способствуют обеспечению ее безопасности при данном виде нагружения, имитирующем аварийную нагрузку при столкновении транспортного средства с плоским препятствием.

Условия нагружения транспортного средства при компьютерном моделировании [5] воспроизведены в соответствии с требованиями Правил № 29-03 ООН (рис. 6), ударом маятника в среднюю часть стоек лобового окна. Модель закреплена неподвижно и подвергается удару жесткого цилиндра, которому сообщается соответствующая энергия. Принимаемое значение энергии удара согласно требованиям Правил составляет 29,4 кДж.

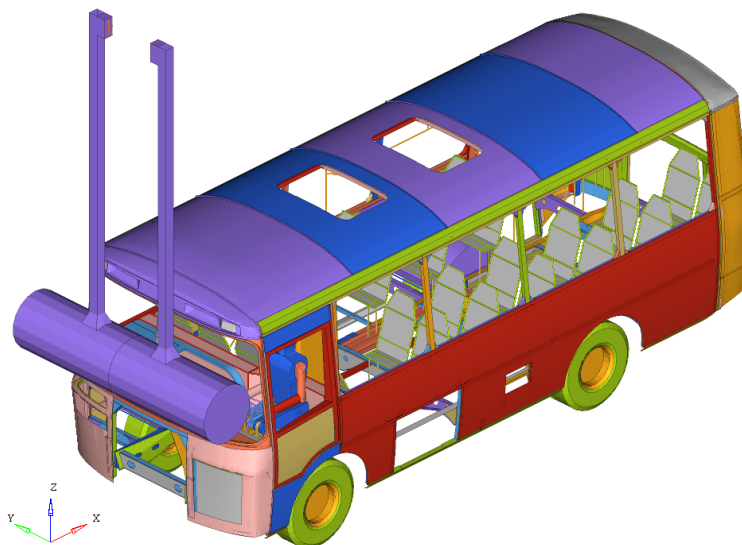


Рис. 6. Условия нагружения конечно-элементной модели транспортного средства в стойки лобового окна

На рис. 7 показан деформированный вид модели. При этом ни один из элементов конструкции не входит в зону расположения манекена, что отвечает требованиям пассивной безопасности. Напряженно-деформированный вид показан на рис. 8.

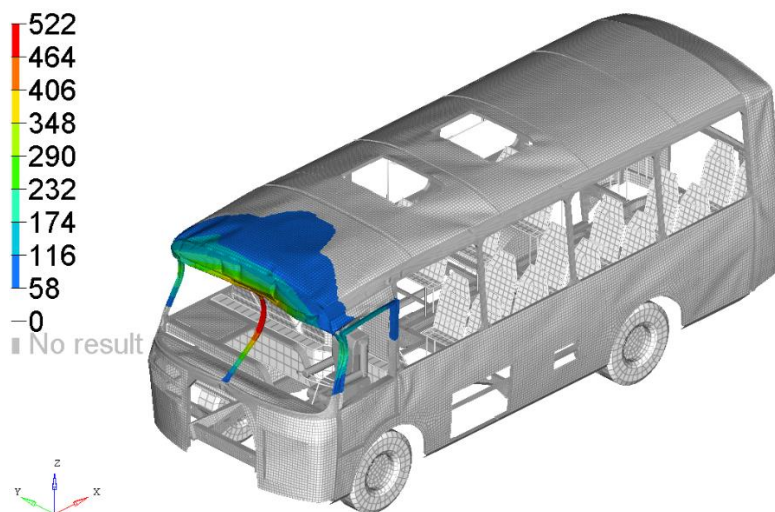


Рис. 7. Деформированный вид транспортного средства, деформации в мм

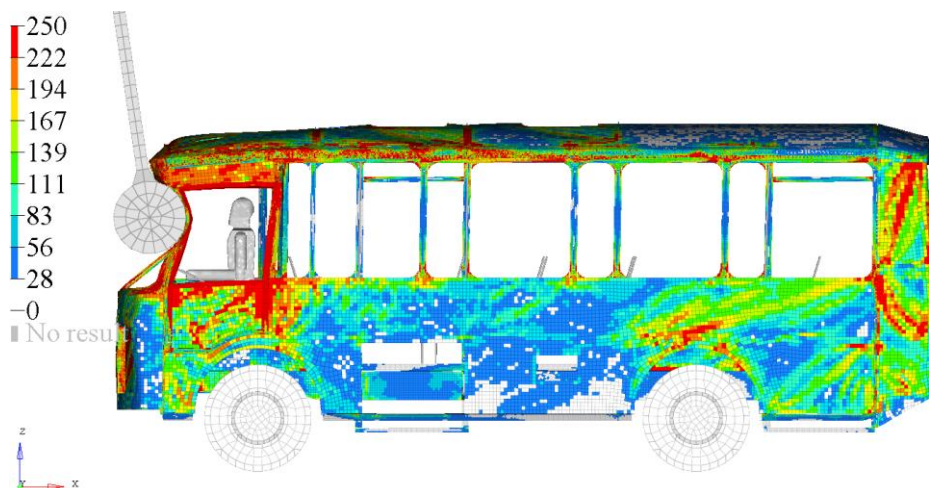


Рис. 8. Напряженно-деформированный вид транспортного средства (вид сбоку), напряжения в МПа

Наибольшие напряжения и зоны пластических деформаций сосредоточены в кабиной части транспортного средства в зонах, расположенных выше подоконного пояса. При этом незначительная энергия распространяется на оставшуюся часть кузова.

График изменения нагрузки во времени показан на рис. 9. Максимальное значение нагрузки достигается при $t = 0,082$ с, т.е., за более длительный период в сравнении с ударом маятника в переднюю часть. При этом сохраняется необходимое жизненное пространство для водителя и сидящего рядом пассажира, ни один из элементов конструкции в него не входит.

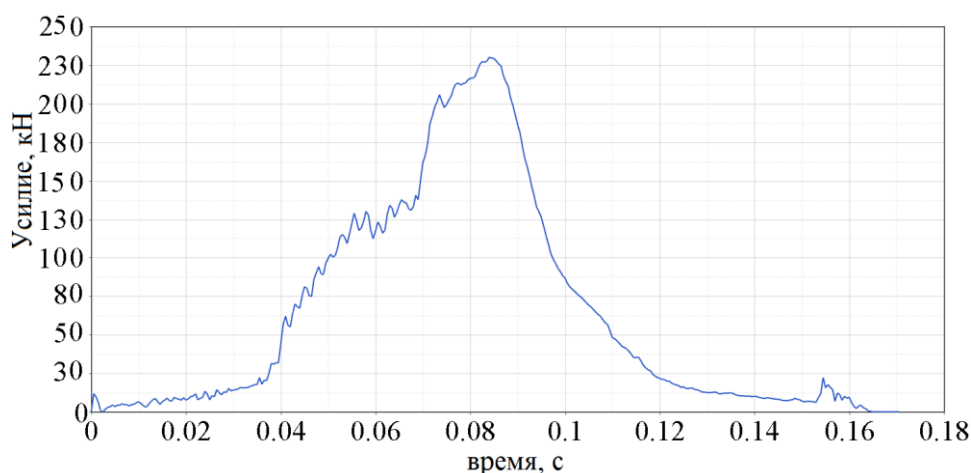


Рис. 9. График изменения ударной нагрузки

Спад нагрузки на графике характеризует отскок маятника.

Оценка пассивной безопасности транспортного средства с внесенными конструктивным изменениями

Полученные результаты свидетельствуют о том, что рассматриваемая конструкция удовлетворяет требованиям пассивной безопасности. Учитывая, что рассматриваемый автобус был переоборудован под транспортное средство категории N, на него дополнительно были установлены передние и задние защитные устройства. Предполагалось также, что роль боковых защитных устройств должны выполнять боковины кузова. Обоснованность внесенных изменений в несущую конструкцию также оценивалась по результатам расчетов их конечно-элементных моделей в соответствии с требованиями Правил №№ 93-00 (ППЗУ), 73-

00 (БЗУ), 58-02 (ЗЗУ) ЕЭК ООН. Полученные результаты подтвердили правильность предложенных конструктивных решений и их соответствие требованиям пассивной безопасности.

Необходимо отметить, что экспресс-оценку защитных бамперов и внесенных в их конструкцию изменений можно проводить с применением метода их расчета по предельному состоянию [9-10]. Когда бампер представляется в виде балки с шарнирными или жесткими креплениями в опорах, в зависимости от его реального крепления. При этом определяются пластические моменты сопротивления $W_{пл}$ его сечений около опор и в месте приложения нагрузки; вводятся туда пластические шарниры и рассматривается пластический механизм его разрушения. Далее составляется уравнение равенства работ, совершаемых разрушающей нагрузкой F_p и в пластических шарнирах (1).

$$\int_L (pr + s)^T t dL = \int_L Q^T(U) H(U) dL, \quad (1)$$

где s – вектор проекции внешней нагрузки; t – вектор, касательный к траектории L ; dL – положительная мера (дифференциал) длины траектории L ; A_L и U_L – работы внешних и внутренних усилий, Q – обобщенные внутренние усилия, p – вектор проекции внешних сил на координатные оси.

Поэтому основное уравнение инженерного метода расчета конструкций по предельному состоянию можно записать в виде равенства работ внешних сил и внутренних усилий на возможных вариациях перемещений (2):

$$\delta A = \delta U; \quad \sum_{j=1}^K F_{p_j} \delta S_j = \sum_{i=1}^M Q_i \delta \theta_i \quad (2)$$

где S_j – деформация конструкции по направлению действия j -й внешней разрушающей силы F_{p_j} ; θ_i – угол относительного поворота силовых элементов в i -м пластическом шарнире.

В общем случае под обобщенными внутренними усилиями Q_i , возникающими в пластических зонах (шарнирах), подразумевается действие пластических изгибающих и крутящих моментов, нормальных сил, вызывающих появление этих шарниров. При рассмотрении жестко-пластического характера разрушения конструкции, как уже отмечалось, влиянием упругих деформаций можно пренебречь. В расчетах кузовных конструкций на безопасность это допустимо, так как при их разрушении упругая составляющая деформаций не превышает 10 % от общих значений. Поэтому в случае учета действия в пластических шарнирах только изгибающих моментов при воздействии одной аварийной нагрузки, уравнение (1) можно записать в виде (3):

$$P_p \delta S = \sum_{i=1}^{n+1} M_{пл_i} \delta \theta_i, \quad (3)$$

где n – степень статической неопределимости конструкции.

Предельный пластический момент $M_{пл}$ вычисляется по формулам (4-5):

$$M_{пл} = \int_F \sigma y dF; \quad M_{пл} = \sum_{i=1}^m F_i |y_i + \Delta| \sigma_T, \quad (4)$$

где F_i – элементарная площадка (стенка) тонкостенного сечения; y_i – расстояние от центра тяжести i -й площадки до нейтральной оси сечения; Δ – смещение линии равных площадей сечения относительно нейтральной оси.

Во второй формуле (4) первый множитель представляет собой пластический момент сопротивления $W_{пл_i}$ сечения (5):

$$W_{пл_i} = \sum_{i=1}^m F_i |y_i \pm \Delta|. \quad (5)$$

Зависимость разрушающей нагрузки F_p от параметров конструкции выводится из уравнения (3). После этого в нее подставляются конкретные значения параметров конструк-

ции (l_i – длины участков бампера, $W_{пл}$, σ_T – предел текучести материала). Полученные значения разрушающей нагрузки сравнивается с регламентируемым, после чего оценивается безопасность конструкции.

Выводы

Представленные процедуры компьютерного моделирования аварийных ситуаций и инженерного расчета позволяют проводить качественную и количественную оценку пассивной безопасности наземных транспортных средств, получать подробные наглядные картины напряжённо-деформированного состояния несущих конструкций, значения разрушающих нагрузок, сравнивать их с регламентированными значениями и оценивать влияние вносимых в конструкцию изменений на пассивную безопасность.

Библиографический список

1. Правила ООН № 66 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности их силовой структуры.
2. Правила ООН № 29-03 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты лиц, находящихся в кабине грузового транспортного средства.
3. **Орлов, Л.Н.** Оценка деформируемости секций и пассивной безопасности кузова в условиях, имитирующих опрокидывание автобуса / Л.Н. Орлов, А.В. Тумасов, П.С. Рогов, А.С. Васьурин, К.С. Ившин // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2013. – № 1. – С. 4-6.
4. **Рогов, П.С.** Влияние особенностей процесса опрокидывания автобуса на деформации кузова / П.С. Рогов, Л.Н. Орлов, М.Ю. Зеленев, Р.Н. Шабров // Современные проблемы науки и образования, 2013, № 6 URL: science-education.ru/113-11603 (дата обращения: 14.01.2014).
5. **Орлов, Л.Н.** Повышение пассивной безопасности автотранспортных средств / Л.Н. Орлов, А.В. Тумасов, С.А. Багичев // Труды НГТУ. – 2014. – №3(105). – С. 163-172.
6. **Орлов, Л.Н.** Calculative estimation of passive safety of vehicles bearing structures which constructions were changed or modified / Л.Н. Орлов, А.М. Грошев, А.В. Тумасов // Труды НГТУ. – 2010. – №2(81). – С. 149-155.
7. **Багичев, С.А.** Теоретические основы выбора безопасной силовой схемы кабины / С.А. Багичев, Л.Н. Орлов, К.С. Ившин // ВЕСТНИК ИЖЕВСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА. – 2011. – №4. – С. 27-31.
8. **Орлов, Л.Н.** Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкции автотранспортных средств: учеб. пособие / Л.Н. Орлов, А.В. Тумасов, Е.В. Кочанов, С.А. Багичев, Е.А. Наумов: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2009. – 153 с.
9. **Орлов, Л.Н.** Пассивная безопасность и прочность кузовов кабин автотранспортных средств / Л.Н. Орлов. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2005. – 230 с.
10. **Орлов, Л.Н.** Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов: монография / Л.Н. Орлов; НГТУ. – Н. Новгород, 2005. – 230 с.

*Дата поступления
в редакцию: 17.01.2020*

S.A. Bagichev, L.N. Orlov, A.V. Tumasov, V.A. Koltunov

**CALCULATIVE ASSESSMENT OF PASSIVE SAFETY
OF A GROUND VEHICLE WITH CHANGES TO ITS DESIGN**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: finite element analysis of changes to the design of ground vehicle, express analysis of protective devices and estimation of its passive safety according to the UN Regulations.

Design/methodology/approach: the construction of a mathematical model based on finite elements and the results of experimental studies and engineering analysis.

Findings: the possibility of crash simulations on the base of stress-strain analysis and breaking load values

Research limitations/implications: the carried out researches allow to apply the developed model for design and calculation of passive safety properties of ground vehicle, evaluate the impact of design changes

Originality/value: the study conducted the comparison between buses and track UN Regulations. An assessment of the bus passive safety under the load conditions regulated by the UNECE Regulations for trucks.

Key words: passive safety, ground vehicle, UN Regulation No. 29, UN Regulation No. 66, finite element method, crash loads, dummy, assessment, design changes, stress-strain state.

УДК 629.113

Д.А. Бутин, В.В. Беляков

ЧАСТОТНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МНОГОМАССОВОЙ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЯ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассматривается способ исследования курсовой устойчивости автомобиля по частотному методу. Исследование проводится при помощи многомассовой имитационной модели автомобиля. Установлены зависимости чувствительности управляемости автомобиля от скорости движения, частоты поворота и амплитуды поворота рулевого колеса. Анализ курсовой устойчивости проводился по критериям Найквиста-Михайлова. Чувствительность управления имеет прямую зависимость от продольной скорости движения автомобиля и обратную зависимость от амплитуды поворота рулевого колеса. Определено, что при критической частоте и амплитуде 90° критическая скорость движения 75 км/ч. При превышении этой скорости высока вероятность потери управляемости. Критическая амплитуда поворота рулевого колеса составляет 290° . При превышении этого угла происходит расхождение входных и выходных параметров системы, движение автомобиля считается неустойчивым.

Ключевые слова: курсовая устойчивость, автомобиль, транспортное средство, частотный метод, имитационное моделирование.

Введение

Курсовая устойчивость автомобиля является важным фактором обеспечения безопасной и надежной эксплуатации транспорта. Данное понятие подразумевает свойство сохранять в заданных пределах, независимо от скорости движения и действия внешних, инерционных и гравитационных сил, направление скорости движения и ориентацию продольной и вертикальной осей при определенном управлении, закрепленном в свободном руле. Методами оценки устойчивости могут выступать: алгебраические, частотные, оценочные показатели и специализированные методы. Алгебраические критерии устанавливают необходимые и достаточные условия отрицательности корней в форме ограничений, накладываемых на определенные комбинации коэффициентов характеристического уравнения. Авторами алгебраических критериев устойчивости являются А.М. Ляпунов [1], Гурвиц, Раус. Частотные критерии, определяющие связь между устойчивостью системы и формой частотных характеристик, разработаны Г. Найквистом [2] и А.В. Михайловым [3]. Оценочные испытания проводятся при сертификационных испытаниях ТС в соответствии с правилами ГОСТ 31507-2012 [4] или правилами ЕЭК №13Н [5]. Специализированные методы оценки курсовой устойчивости (переходные функции А.С. Литвинова [6], силовые диаграммы) применяют в своих работах Е.А. Чудаков [7], С.В. Бахмутов [8], А.А. Ахмедов и др.

Частотный критерий для оценки курсовой устойчивости автомобилей представляет интерес с точки зрения прозрачности условий устойчивости системы. Для оценки устойчивости автомобиля по графикам логарифмической амплитудно-фазовой частотной характеристики (ЛАФЧХ) возможно использование критерия Найквиста-Михайлова, согласно которому система устойчива, если при достижении фазовой частотной характеристикой значения -180° логарифмическая амплитудная характеристика будет отрицательной. Можно обозначить следующие преимущества данного критерия:

- 1) возможность оценки устойчивости замкнутой системы по АФХ разомкнутой системы;
- 2) возможность определения АФХ разомкнутой системы или отдельных ее звеньев экспериментальным путем;
- 3) возможность количественной оценки запасов устойчивости по модулю и фазе.

Критерий Найквиста-Михайлова применяют для оценки устойчивости автомобиля Ю.Н. Санкин [9-12], С.В. Бахмутов, В.Н. Лата [13], Vu. Trieu Minh [14]. Во всех данных работах частотный критерий оценки курсовой устойчивости используется в рамках моделей, представляющих собой систему дифференциальных уравнений, решаемых преобразованием по Лапласу. Отмечается, что использование программных пакетов имитационного моделирования движения автомобиля (ADAMS/Car, Универсальный механизм, Эйлер и др.) не позволяет получить решение в частотном виде, и решение задач устойчивости становится возможным только по алгебраическим, оценочным или специализированным критериям.

Это проблема решается, если представить имитационную модель в виде системы с входным и выходным параметром [15-17]. Для исследования курсовой устойчивости входным параметром является угол поворота рулевого колеса, а выходным – угловая скорость поворота кузова автомобиля вокруг вертикальной оси. Расчетная схема представлена на рис. 1.

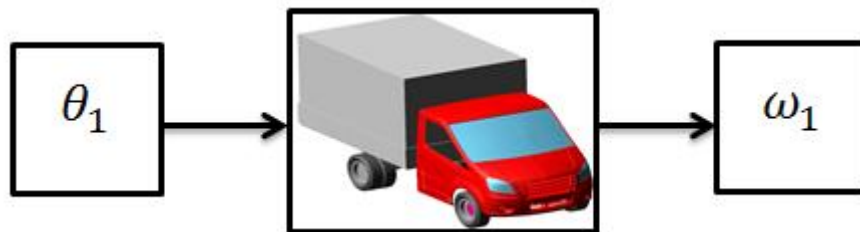


Рис. 1. Схема расчета ЛАЧХ и ФЧХ при частотном анализе курсовой устойчивости автомобиля:

θ – угол поворота рулевого колеса, °; ω – скорость рысканья автомобиля, °/с

Основные допущения предлагаемой расчетной схемы

Имитационная модель автомобиля учитывает все факторы, оказывающие влияние на показатели управляемости и устойчивости в рамках заданной погрешности. Излишняя детализация модели приводит к ее усложнению, в то время как недостаточно подробная – к ложным результатам, не позволяющим выявить определенные зависимости. Поэтому при принятии допущений модели необходимо не допустить крайностей и получить адекватно сложную модель.

Опорное основание. В расчетах движения имитационной модели опорное основание принимается абсолютно ровным, недеформируемым и расположенным строго горизонтально. Коэффициент сцепления с шинами постоянен на всей поверхности.

Пневматические шины. Модель создавалась на основе теории шины и ее моделирования Г.Б. Пасейки. Она имеет точечный контакт с опорной поверхностью, а расчет сил в пятне контакта основывается на «Магической формуле». Модель адекватно работает на скоростях от 10 до 120 км/ч, допускает качение с углами увода до 90 °, учитывает вертикальную жесткость и ее изменение при действии продольных и поперечных сил, а также поперечного угла наклона. Кроме вертикальной жесткости, в модели учитываются продольная и боковая жесткость. Допускается изменение поперечный угол наклона в пределах от –15° до +15°, при этом учитывается влияние наклона на развиваемую боковую и продольную силу. В модели шины также заложено запаздывание нарастания силы. Кроме жесткостных характеристик, модель учитывает демпфирующие свойства. Шины имеют массу и моменты инерции, а при вращении учитывается также гироскопический стабилизирующий момент. Модель шины учитывает неудерживающую силу, т.е., колесо может отрываться от опорной поверхности. У исследуемого автомобиля на задней оси установлены сдвоенные колеса, в расчете каждая шина считалась индивидуальной моделью.

Рама автомобиля. Рама считается абсолютно недеформируемым телом, и в ней не учитываются упругие свойства материалов.

Массы и инерции. Модель является многомассовой, к этому типу относятся: колеса, мосты, рычаги подвески, мост, рессоры, несущая рама, кабина, груз, грузовая платформа, двигатель с КПП. Массы и моменты инерции тел были получены путем взвешивания, расчета, а также из конструкторской документации.

Подвеска. Модель подвески имеет направляющий механизм, упругие и демпфирующие элементы. Геометрия элементов направляющего механизма создавалась на основании конструкторской документации. Свойства упругих и демпфирующих элементов были получены путем натурных исследований. Сайлентблоки используются для соединения элементов подвески, они имеют как жесткостные, так и демпфирующие характеристики, которые также были получены путем натурных исследований. Влияние закрутки сайлентблока на его жесткость не учитывалось, как и гистерезисные явления в амортизаторах, т.е., они имеют одну зависимость для прямого и обратного хода. Модели рессор и стабилизаторов поперечной устойчивости являются упругими выполненными конечными элементами.

Сопrotивление воздуха. В модели автомобиля учитывается только сопротивление от встречного потока воздуха. Боковые силы, возникающие при движении в повороте, подъемная сила и опрокидывающий момент не учитываются. Сопrotивление воздуха в модели представляется в виде силы действующий на раму автомобиля в метацентре аэродинамических сил. Вектор находится в плоскости поперечной симметрии автомобиля, параллельно опорного основанию. Коэффициенты аэродинамического сопротивления были получены путем виртуального исследования модели автомобиля.

Двигатель и трансмиссия. Характеристики двигателя учитываются в модели в виде двойной зависимости крутящего момента от оборотов и степени нажатия на педаль газа. Данные с характеристиками двигателя были получены в результате натурных исследований двигателя на мощностном стенде. Во время испытаний имитационная модель автомобиля движется с постоянной скоростью, рулевое колесо поворачивается по гармоническому закону $\theta_t = 90 \cdot \sin(0,0166 \cdot t)$, где частота возбуждающих колебаний изменяется в диапазоне от 0 до 10 Гц с амплитудой 90°. Зависимость поворота рулевого колеса представлена в графическом виде на рис. 2. Во время испытания непрерывно фиксируется угловая скорость автомобиля относительно вертикальной оси, результаты представлены в графическом виде на рис. 3.

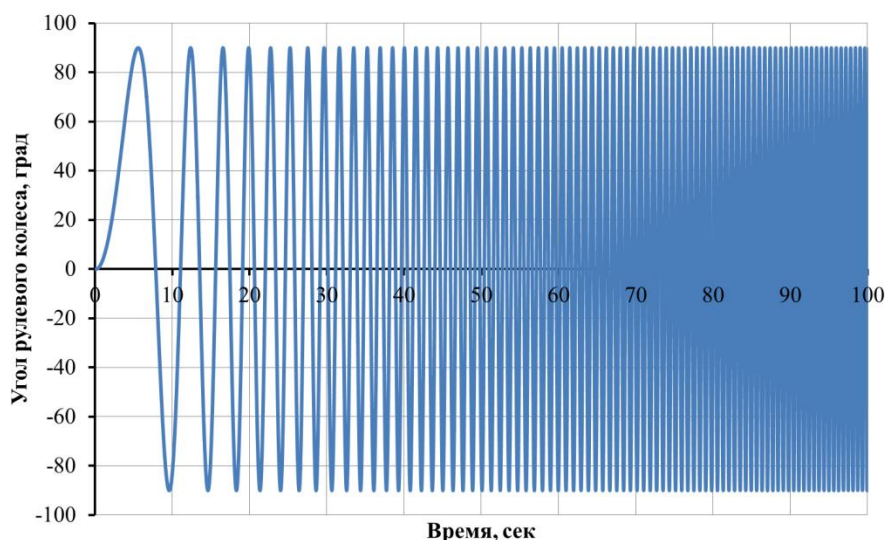


Рис. 2. График поворота рулевого колеса от времени

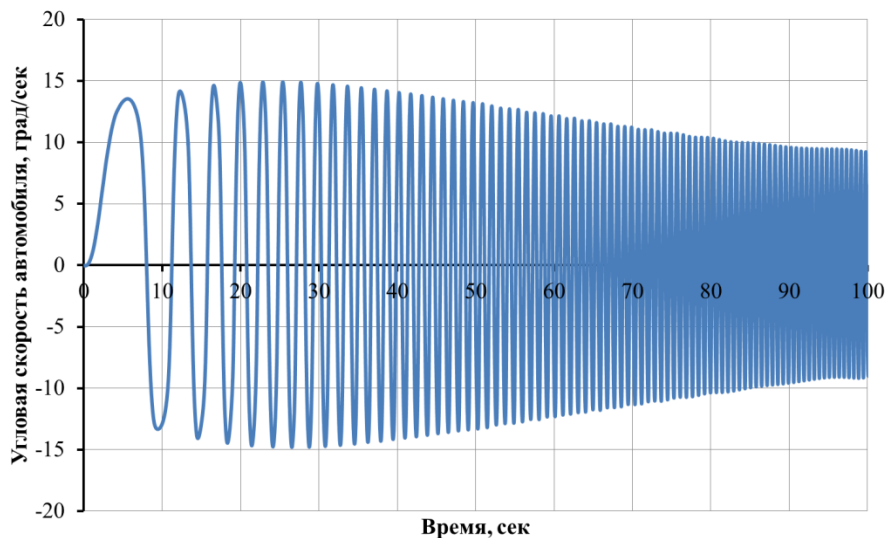


Рис. 3. График угловой скорости автомобиля от времени

Проводить прямой анализ и расчет по графику с колебаниями невозможно, поэтому используются огибающие сигнала, получаемые путем нахождения точек экстремумов в синусоидальных сигналах угла поворота РК и угловой скорости автомобиля. Каждая точка экстремума имеет информацию о положении в виде значения и времени, что представлено четырьмя рядами: $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$; $t_{\omega 1}, t_{\omega 2}, \dots, t_{\omega n}$; $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$; $t_{\theta 1}, t_{\theta 2}, \dots, t_{\theta n}$. Далее по формулам (1-3) рассчитываются частота поворота РК, логарифмическая амплитуда чувствительности управления и сдвиг фазы между поворотом РК и реакцией угловой скорости поворота транспортного средства (ТС).

$$v = \frac{1}{t_2^\theta - t_1^\theta}, \quad (1)$$

$$A(v) = 20 \cdot \log\left(\frac{\omega_1}{\theta_1}\right), \quad (2)$$

$$\varphi(v) = 360^\circ \cdot \frac{t_1^\theta - t_1^\omega}{t_2^\omega - t_1^\omega}. \quad (3)$$

Результаты расчета представлены диаграмме Бode в виде графиков с логарифмической амплитудно-частотной характеристикой на рис. 4 и фазо-частотной характеристикой на рис. 5. Из графиков ЛАФЧХ с результатами частотного исследования курсовой устойчивости автомобиля методом имитационного моделирования видно, что автомобиль устойчив. При 0 Гц управляемость автомобиля составляет –16,5 дБ без фазовой задержки. С повышением частоты чувствительность курсовой устойчивости снижается до –33 дБ при 10 Гц. Максимальная чувствительность курсовой управляемости автомобиля –15,6 дБ при частоте 0,4 Гц. Фазовая задержка с повышением частоты изменяется от 0 до 80 ° и после 2 Гц перестает изменяться от частоты и составляет около 88 °.

Дополнительные частотные исследования проводились на частоте входного синусоидального колебания 0,4 Гц. Эта частота была выбрана как наиболее опасная и критическая при управлении автомобилем по результатам анализа диаграммы Бode. На этой частоте были проведены исследования устойчивости от скорости и амплитуды угла поворота РК. При исследовании чувствительности управления ТС от скорости движения, частота и амплитуда поворота рулевого колеса не менялись и составляли 0,4 Гц и 90 °.

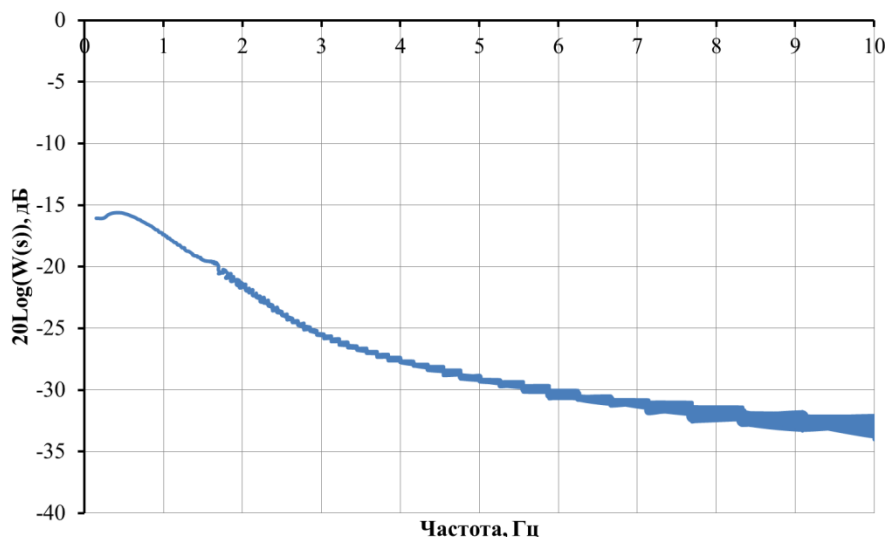


Рис. 4. Логарифмическая амплитудно-частотная характеристика угловой скорости автомобиля

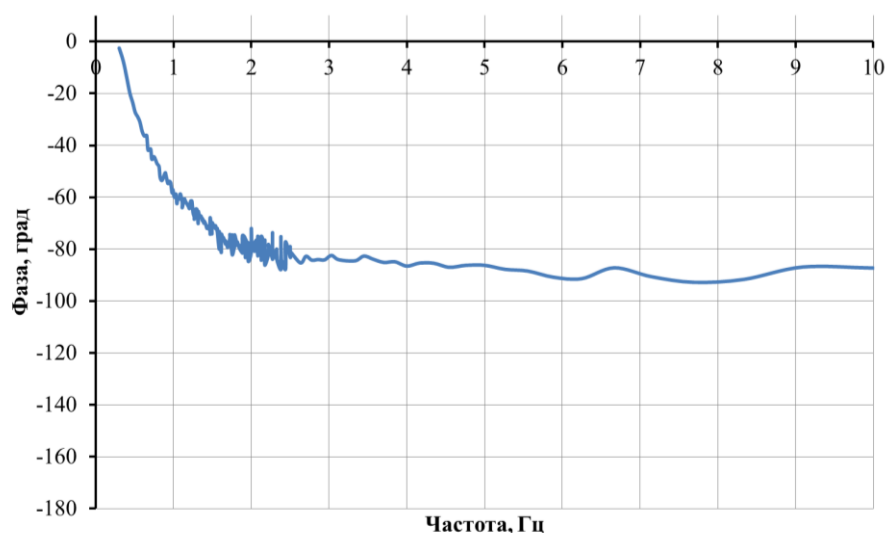


Рис. 5. Фазо-частотная характеристика угловой скорости автомобиля

При этом скорость плавно увеличивалась с 36 км/ч до 105 км/ч и фиксировались угловая скорость и угол рысканья автомобиля относительно вертикальной оси. Чувствительность угловой скорости рассчитывалась по формуле (4).

$$A = \frac{\omega_1}{\theta_1}, \tag{4}$$

где A – чувствительность к управлению; ω – угловая скорость, $^{\circ}/с$; θ – угол поворота РК, $^{\circ}$.

Результаты исследования чувствительности автомобиля к управлению в зависимости от скорости, при постоянном гармоническом управляющем воздействии на рулевое колесо, представлены на рис. 6.

Чувствительность управляемости автомобиля имеет прямую зависимость от скорости. Зависимость чувствительности от скорости составляет около 0,002 ч/км. При превышении скорости 67 км/ч начинаются скачки в сторону нулевого значения, это означает кратковременную потерю управляемости ТС. В интервале скорости от 70 до 80 км/ч происходит смена общего курса движения автомобиля, что свидетельствует о возникшем неустойчивом движении.

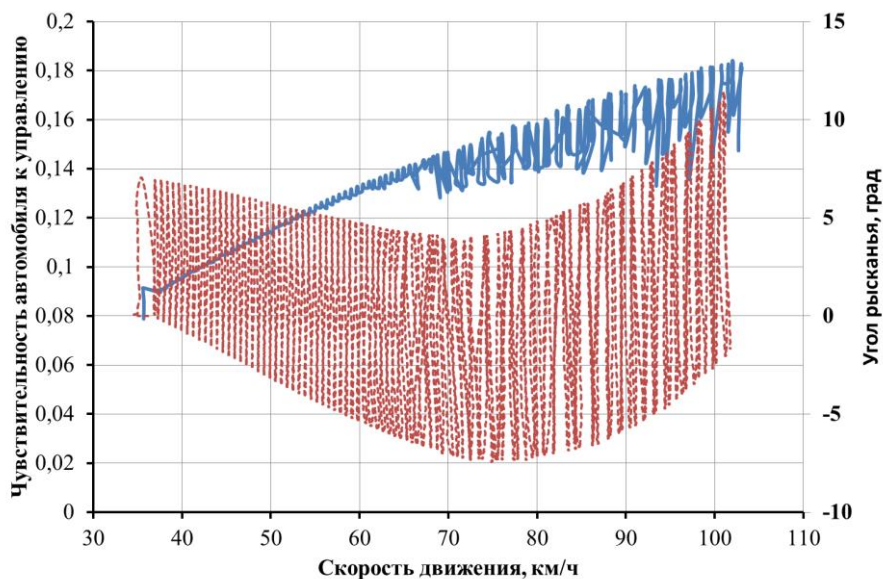


Рис. 6. Зависимость чувствительности автомобиля к управлению от скорости движения

где: — чувствительность автомобиля управлению;
 - - - - - угол рысканья автомобиля

При исследовании чувствительности управления ТС от амплитуды поворота РК частота поворота рулевого колеса и скорость движения ТС не менялись и составляли 0,4 Гц и 80 км/ч. При этом амплитуда поворота РК плавно увеличивалась от 0 до 500°. При этом фиксировалась угловая скорость и угол рысканья автомобиля относительно вертикальной оси. Результаты исследования чувствительности автомобиля к управлению в зависимости от амплитуды, результаты представлены на рис. 7.

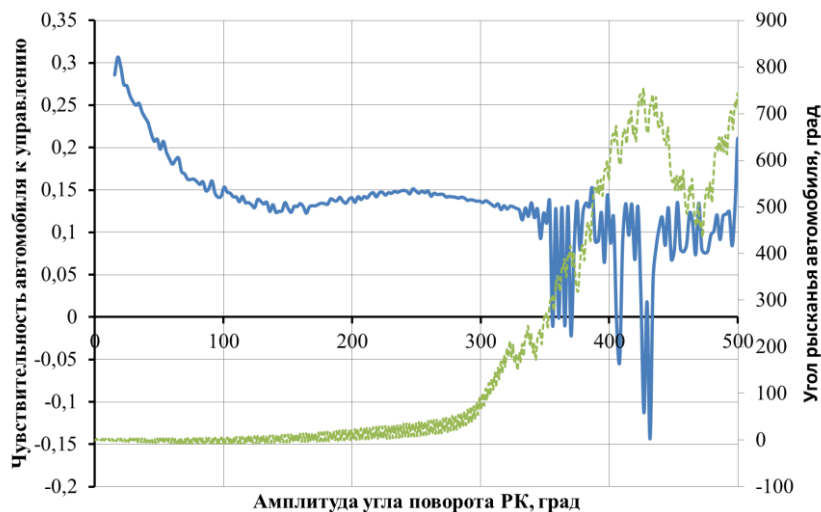


Рис. 7. Зависимость чувствительности автомобиля к управлению от амплитуды управляющего воздействия

где: — чувствительность автомобиля управлению;
 - - - - - угол рысканья автомобиля

Из графика чувствительности к управлению от амплитуды поворота РК видно, что наибольшая чувствительность при минимальной амплитуде, с увеличением амплитуды чувствительность снижается и после 130° практически не зависит от амплитуды. При амплитуде поворота РК более 350° происходит рассогласование выходного сигнала с входным, можно сказать что автомобиль кратковременно теряет управляемость. В интервале амплитуд

от 290 до 300 ° происходит смена общего курса движения автомобиля, что свидетельствует о возникшем неустойчивом движении. Следующее увеличение амплитуды также сопровождается пилообразными, резкими сменами направления. Эти смены курса сопровождаются также скачками на графике чувствительности управления в сторону нулевого значения или даже скачка в отрицательную область при амплитуде более 350 °, что означает склонность к недостаточной управляемости при больших амплитудах поворота.

Выводы

Проведено исследование курсовой устойчивости автомобиля частотным методом при помощи многомассовой имитационной модели. Анализ, выполненный по критерию Найквиста-Михайлова, показал, что автомобиль устойчив. Определить запас курсовой устойчивости не удалось в связи с тем, что фаза не принимает значения -180° . Анализ логарифмической частотной характеристики выявил заброс чувствительности на 5,45 % при частоте 0,4 Гц. Дополнительный частотный анализ управляемости на критической частоте выявил следующие закономерности: чувствительность управления имеет прямую зависимость от продольной скорости движения автомобиля и обратную зависимость от амплитуды поворота рулевого колеса. В результате частотного анализа устойчивости движения автомобиля установлено, что критическая частота управления 0,4 Гц; при этом значении установлены границы устойчивой области управления автомобилем. Определено, что при критической частоте и амплитуде 90° критическая скорость движения 75 км/ч. При превышении этой скорости высока вероятность потери управляемости. При критической частоте и скорости движения 80 км/ч критическая амплитуда поворота рулевого колеса составляет 290° . При превышении этого угла происходит рассогласование входных и выходных параметров системы, движение автомобиля становится неустойчивым.

Библиографический список

1. **Ляпунов, А.М.** Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 472 с.
2. **Nyquist, H.** Regeneration theory / H. Nyquist // Bell System Technical Journal. № 11, 1932. – P. 126-147.
3. **Михайлов, А.В.** О новом подходе исследования замкнутых регулируемых систем / А.В. Михайлов // Автоматика и телемеханика. – 1973. – № 8.
4. ГОСТ 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Введ. 2013-09-01.
5. ЕЭК ООН N 13-Н Единые предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения. Введ. 2007-11-10.
6. **Литвинов, А.С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
7. **Чудаков, Е.А.** Устойчивость автомобиля против заноса / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1949. – 145 с.
8. **Бахмутов, С.В.** Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: дисс... д. техн. наук: 05.05.03. – Москва, 2001. – 354 с.
9. **Санкин, Ю.Н.** Динамика несущих систем металлорежущих станков / Ю.Н. Санкин. – М.: Машиностроение, 1986. – 96 с.
10. **Санкин, Ю.Н.** Динамические характеристики выско-упругих систем с распределенными параметрами / Ю.Н. Санкин. – Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1977. – 312 с.
11. **Санкин, Ю.Н.** Исследование устойчивости линейного автомобиля как системы со многими степенями свободы методом вырожденных дифференциальных уравнений / Ю.Н. Санкин, М.В. Гурьянов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2003. – № 1/2. – С. 25-28.
12. **Санкин, Ю.Н.** Частотный метод оценки курсовой устойчивости автомобиля как системы со многими степенями свобод / Ю.Н. Санкин, М.В. Гурьянов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2004. – №3. – С. 20-23.

13. **Лата, В.Н.** Основы моделирования управляемого движения автомобиля: учебное пособие / В.Н. Лата. – Тольятти: Изд-во ТГУ, 2012. – 67 с.
14. Vu, Trieu Minh Vehicle steering dynamic calculation and simulation // Annals & Proceedings of DAAAM International. – 2012. – № 23.
15. **Tumasov, A.V.** Influence of lcv bearing stiffness on its static and dynamic characteristics of stability and steerability / A.V. Tumasov, S.Y. Kostin, D.A. Butin, A.A. Vasiliev, P.V. Sereda // Materials Physics and Mechanics. – 2019. – №41. – С. 111-115.
16. **Tumasov, A.** Estimation of light commercial vehiles dynamics by means of real time simulation / A. Tumasov, A. Vasiliev, D. Butin, A. Vashurin, Y. Trusov, P. Moshkov // 19th international and 14th european-african regional conference of the istvs 2017. – 2017.
17. **Butin, D.A.** Influence of LCV bearing structure stiffness on its static and dynamic properties of stability and steerability / D.A. Butin, A.V. Tumasov, P.V. Sereda // Университетский научный журнал. – 2016. – №22. – С. 20-28.

*Дата поступления
в редакцию: 24.12.2019*

D.A. Butin, V.V. Belyakov

FREQUENCY METHOD FOR ESTIMATING THE COURSE STABILITY OF A MULTI-MASS SIMULATION MODEL OF A CAR

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: In this paper, we consider a method for studying the car's course stability using the frequency method. The study is carried out using a multi-mass simulation model of the car. In research, the steering wheel was considered the input link, and the yaw rate was considered the output link. Studies were conducted and the dependence of the sensitivity of the car's handling on the steering wheel frequency, speed and steering wheel amplitude was established.

Research implications: The sensitivity of the car to control was evaluated in relation to the yaw rate to the steering angle. The results of the study are presented in the form of a Bode diagram, as well as graphs with control sensitivity. The analysis of exchange rate stability was carried out according to the Nyquist-Mikhailov criteria. It was not possible to determine the stock of exchange rate stability due to the fact that the phase does not take the value -180° . Analysis of the logarithmic frequency response revealed a sensitivity drop of 5,45 % at a frequency of 0,4 Hz. Additional frequency analysis of handling at the critical frequency investigated the following dependencies: the sensitivity of the control on the speed of the car and the amplitude of the steering wheel. The control sensitivity is directly dependent on the vehicle's longitudinal speed. The control sensitivity is inversely dependent on the steering wheel rotation amplitude. It was determined that at a critical frequency and amplitude of 90° , the critical speed of 75 km/h. if this speed is exceeded, the probability of loss of controllability is high. The critical amplitude of the steering wheel is 290° . If this angle is exceeded, the input and output parameters of the system mismatch, and the vehicle is considered unstable.

Key words: course stability, car, vehicle, frequency method, simulation modeling, multi-mass model, steering, steer control.

УДК 656.13

У.Ш. Вахидов, И.А. Ерасов, Д.С. Мокеров, Ю.И. Молев

**МЕТОДИКА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
РОТОРНО-ВИНТОВОГО ДВИЖИТЕЛЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ
МИНИМАЛЬНЫЙ УРОВЕНЬ ШУМА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ЛЬДУ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Разработана методика определения уровня звукового излучения, вырабатываемого роторно-винтовым двигателем при движении по льду. Приведена общая методика выполнения замеров. Проанализирован вклад каждого из типов взаимодействия элементов двигателя со льдом на общий уровень вырабатываемого звукового давления. Установлено, что 60 % шума движения роторно-винтовой машины по льду формируется за счет резания винтовой лопастью ледового основания, 30 % приходится на шум, генерируемый трением базового цилиндра о лед, и 10 % – на шум, генерируемый деформацией базового цилиндра. Установлено, что базовый цилиндр должен иметь как можно больший диаметр базового цилиндра (ограничиваемый только габаритами конструкции) и как можно меньшую длину (ограничиваемую необходимостью наличия на нем как минимум двух витков навивки винтовой лопасти). При этом угол навивки винтовой лопасти должен находиться в пределах от 42° до 45°. Представлены зависимости необходимой массы машины и глубины внедрения винтовой лопасти в лед, обеспечивающие выполнение вездеходной машины заданных тяговых параметров. Полученные результаты позволяют изготовителю более обоснованно подойти к выбору параметров роторно-винтового двигателя для обеспечения акустического комфорта как в салоне вездеходного транспортного средства, так и рядом с траекторией его движения.

Ключевые слова: роторно-винтовой двигатель, лед, взаимодействие, уровень шума, трение, резание, деформация.

Обоснование необходимости и цели работы

Одним из путей повышения привлекательности работы в условиях Арктики является обеспечение нормальных условий жизни населения, в том числе, по критерию транспортной доступности. Поскольку для большинства районов Арктической зоны РФ он приближается к нулевому значению, устойчивое развитие указанных территорий невозможно. В настоящее время доставка людей и грузов в этот регион осуществляется железнодорожным и морским флотом в направлении с запада на Восток в период навигации, а также речным флотом в направлении с севера на юг. Однако эта транспортная схема работает всего 4-6 месяцев в году из-за длительного периода присутствия льда на реках и морях. Одним из способов обеспечения транспортной доступности является снабжение этих территорий вездеходами, способными передвигаться зимой по замерзшим руслам рек, с использованием инфраструктуры по доставке и хранению грузов, применяемой во время навигационного периода. Таким транспортом являются машины, оснащенные роторно-винтовым двигателем, обладающие высокими тяговыми свойствами на данном покрытии, низким сопротивлением движению и амфибийными свойствами, позволяющими осуществлять выход на лед из полыньи.

В то же время, данный вид транспорта, как и все типы вездеходных машин, обладает повышенной шумностью в салоне (шумовое воздействие на оператора часто превышает установленные нормы и может достигать величин 90 и 100 dB) [1, 2]. С целью снижения затрат на производство большинство внедорожных машин изготавливаются на базе серийно выпускаемых автомобилей и при производстве проходят сертификационные испытания, в том числе, и по уровню шума в салоне. На основании этого можно сделать вывод о том, что именно взаимодействие вездеходного двигателя с опорной средой является основным источником повышенного шума при движении исследуемой техники. Соответственно, исследование процессов,

направленных на изучение взаимодействия роторно-винтовых движителей с опорным основанием с целью снижения уровня шума в салоне транспортного или технологического средства является актуальной научной задачей.

Методика выполнения работы

В настоящее время в РФ действует ГОСТ Р 51401-99 «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью» [3], согласно которому среднее квадратическое отклонение воспроизводимости измерений для источника шума с сравнительно «плоским» спектром в диапазоне частот 100-10000 Гц при измерениях с частотной характеристикой А шумомера должно находиться в пределах 1,5 дБ. Измерения проводились на открытых площадках над звукоотражающей плоскостью. Условия измерений соответствовали требованиям к свободному звуковому полю, а именно: любые звукоотражающие объекты, располагались на расстоянии не менее трех расстояний от центра огибающего параллелепипеда до наиболее удаленной от него точки измерения. При выполнении данных условий, условия проведения замеров удовлетворяют требованиям настоящего стандарта и не подлежат проверке. Считают, что показатель акустических условий в этом случае меньше или равен 0,5 дБ, т.е., пренебрежимо мал (п. 2.4 и 4.2. ГОСТ Р 51401-99). Считается, что движитель испытывается на поверхности с одной звукоотражающей плоскости – поверхности льда. Площадь измеряемой поверхности для данного случая принимают равной $S = 2\pi r_0$

Наличие низкочастотных составляющих шумового воздействия определило длительность одного испытания равного 30 с и более. Средний измеренный уровень звукового давления L_P , дБ, на измерительной поверхности при работающем движителе и фоновый шум рассчитывают по формуле:
$$L_P = 10 \lg \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{Pi}} \right].$$

Измерения считаются адекватными, если разница между шумом издаваемым роторным движителем и фоновым шумом превышает 15 дБ (п. 7.4 ГОСТ Р 51401-99).

Источники звука, возникающие при движения вездеходных машин, оснащенных роторно-винтовым движителем, зависят от различных режимов движения, поэтому излучаемый ими шум имеет стохастический характер. В связи с этим, расчеты шумового воздействия на оператора необходимо производить с учетом допущений, в первую очередь обусловленных, отсутствием учета волновой природы звука в диапазоне частот 63...8000 Гц [6]. Кроме того, все источники звука в расчетах принимаются идеализированными излучателями звука простой формы (точечными, линейными, плоскими) или набором из таких излучателей. Поэтому в расчетах принимается условие, что, поскольку все источники звука располагаются на расстоянии $R > \lambda/6$ (превышающим $1/6$ длину волны, равную отношению скорости к частоте колебаний; т.е., при скорости звука в воздухе равной 330 м/с и частоте колебаний 100 Гц (2.4) длина волны будет равняться около 3,3 м, а $1/6$ ее длины будет равняться 0,55 м), то все они считаются некогерентными ((несогласованными), и разность их фаз не постоянна во времени, и при сложении колебаний не получаются колебание той же частоты.). При этом суммарный уровень звука источников определяется энергетическим суммированием [6] (1):

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}, \quad (1)$$

где L_i – уровень звука у i -ого источника звука, n – общее количество источников звука.

Наиболее полное описание влияние различных источников звука на общий шум в кабине транспортного средства дан в работе А.Е. Шашурина «Расчет шума в кабинах строительных и дорожных машин».

При этом, согласно [6], акустическая мощность любого источника звука может быть найдена из уравнения (2):

$$W_i = \rho c s_i v_i^2 S_i, \quad (2)$$

где ρ – плотность воздуха, c – скорость звука в воздухе, v – скорость колебания поверхности, излучающей акустические колебания, s_i – коэффициент передачи мощности механических колебаний в акустические а S – площадь поверхности излучения. Наличие в данном уравнении трудно-контролируемых параметров (скорость колебания поверхности и коэффициент передачи мощности механических колебаний в акустические) требует постоянной экспериментальной проверки и коррекции результатов, поэтому наиболее рационально определять не абсолютный уровень шума, а его относительное изменение [8] (3):

$$L_P = L_0 + 10 \lg \left[\frac{m_P}{m_0} \right] + 10 \lg \left[\frac{e}{e_0} \right] + 20 \lg \left[\frac{\omega}{\omega_0} \right] + \sum_{i=1}^N 10 \lg \left[\frac{W_i}{W_{0i}} \right], \quad (3)$$

где L_0 – уровень шума при начальных параметрах движителя (имеющего массу роторов равную m_0 , частоту вращения ω_0 , эксцентриситет e_0 и энергетические показатели трения, резания и изгиба W_{0i} .)

В общем виде шум от движения роторно-винтовых машин по ледовой опорной поверхности будет генерироваться от трех источников – трения базового цилиндра и винтовой лопасти об опорную поверхность в продольном и поперечном направлениях, внедрения винтовой лопасти в опорную поверхность и в результате деформации базового цилиндра при изгибе.

Рассмотрим каждый из процессов возникновения шума отдельно, а затем произведем сложение всех мощностей источников акустических колебаний по уравнению (1). Наиболее изученным процессом является генерация звука от процессов трения одной поверхности о другую. Установлено, что все звуковые эффекты обуславливаются упругим колебаниям, возникающим в паре трения при относительном перемещении сопряженных поверхностей. Природа появления упругих колебаний при трении изучается в механике давно и к настоящему времени основной причиной, обуславливающей эти колебания, считается ниспадающая зависимость коэффициента трения при увеличении скорости скольжения. В работе [9] было установлено, что отчетливо слышимый звук рождается при определенном значении размаха коэффициента трения за единичный «скачок» $\Delta\mu$. При этом для возникновения слышимого звука величина $\Delta\mu$ должна быть не менее 0,06.

Применение данной теории к процессу трения винтовой лопасти и базового цилиндра об опорную поверхность показал, что для возникновения слышимого звука скорость изменения скольжения в паре контакта должна изменяться за 0,1 с в 4 раза, что для роторно-винтовой машины является невозможным событием. Увеличение скорости скольжения в 4 раза возможно только при трогании машины с места, однако, даже и в этом случае время, необходимое для разгона составляет более 5 с. При скоростях скольжения больших 0,2 м/с изменений в коэффициенте трения не происходит. Единственным способом извлечения звука при движении роторно-винтового движителя является его движение по заснеженной поверхности. Экспериментальные исследования показали, что зависимость уровня звука, генерируемое трением базового цилиндра и винтовой лопасти о поверхность движения можно определить из уравнения [10]: $L_l = 10 \lg \left(\frac{|\Delta\mu - 0,06|}{\mu} \frac{g G V_x \sqrt{1 + ctg\beta}}{5} \right)$, при этом до достижения величины $\Delta\mu - 0,06$ положительных значений величина L_l , будет равняться 0.

Поскольку изменение звуковой мощности станка зависит, в первую очередь, от изменения силы резания (мощности резания), то, как предлагают некоторые исследователи [11], можно считать, что изменение акустической мощности W , генерируемой в процессе резания льда будет прямо пропорционально изменению мощности резания [12]: $L_P = L_0 + 10 \lg \left[\frac{P_P}{P_0} \right]$, где t_P

– ширина винтовой лопасти, A – тангенс угла наклона стенки винтовой лопасти к поверхности базового цилиндра, D – диаметр базового цилиндра, P_0 – начальная сила сопротивления резанию, Ω – коэффициент пропорциональности, равный 0,47, показывающий разницу между увеличением силы резания при увеличении глубины резания в сравнении с шириной, Γ – коэффициент, учитывающий толщину винтовой лопасти, ξ – коэффициент, учитывающий изменения усилия резания от скорости. Аналогично определив изменение величины вибрации роторного движителя при движении по неровной поверхности, найдем возможное изменение его звуковой мощности [13]: $L_P = 10 \lg \left(\frac{\rho \delta V^3 G^2}{2350 E D^3 (1 - C^4)} \right)$, где ρ – плотность материала базового

цилиндра, δ – толщина стенки, V – скорость движения, G – масса машины, E – модуль упругости материала ротора, D – диаметр ротора, а C – отношение внутреннего диаметра базового цилиндра к внешнему.

Тогда уравнение 3 примет вид (4):

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \left(2 \cdot 10^{\lg \left(\frac{\Delta \mu}{5 \mu} g G V_x \sqrt{1 + \operatorname{ctg} \beta} \right)} + 2 \cdot 10^{\lg \left(\frac{\rho \delta V^3 G^2}{2350 E D^3 (1 - C^4)} \right)} + 2 \cdot 10 \lg \left[\frac{P_p}{P_0} \right] + 2 \cdot 10 \lg \left[\frac{m_p}{m_0} \right] + 2 \cdot 10 \lg \left[\frac{e_p}{e_0} \right] + 2 \cdot 10 \lg \left[\frac{\omega_p}{\omega_0} \right] \right) \quad (4)$$

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что конструкция роторно-винтового движителя оказывает существенное влияние на уровень шума в кабине вездеходного транспортного средства, позволяющая варьировать его значения от 70 до 85 dB. Структура вырабатываемого шума показана на рис. 1. Видно, что на 60 % уровень шума движения роторно-винтовой машины по льду формируется за счет резания винтовой лопастью ледового основания и по 30 % приходится на шум, генерируемый трением базового цилиндра о лед и 10 % на шум, генерируемый деформацией базового цилиндра.

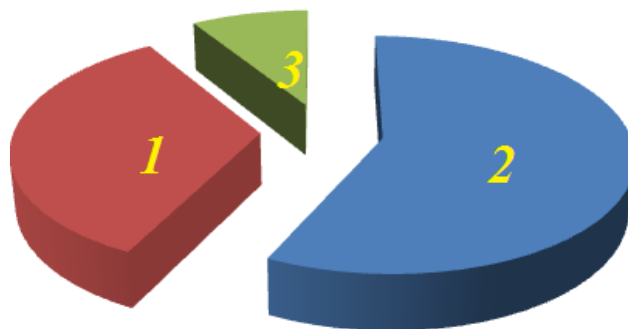


Рис. 1. Структура шума, генерируемого роторно-винтовым движителем при движении вездеходной машины по льду;

- 1 – шум, генерируемый трением базового цилиндра о лед;
- 2 – шум, генерируемый врезанием винтовой лопасти в лед;
- 3 – шум, генерируемый деформацией базового цилиндра

Результаты исследования

Методика выбора рациональных конструктивных параметров рабочего органа, в общем виде представленная на рис. 2, отличается от ранее разработанных методик тем, что в ней при определении рациональных параметров роторно-винтового движителя осуществляется проверка полученных результатов на соответствие уровня шума предельно-допустимым параметрам (70 или 80 dB). $L_{\Sigma} \leq [L_{\Sigma}]_{\text{ДОП}}$.

Анализ уравнения (2) показывает: чем меньше будет масса ротора (и его длина), тем меньше будет уровень шума, генерируемый двигателем. Поскольку диаметр ротора не только увеличивает массу ротора, но и уменьшает частоту вращения, установить рациональное значение данного параметра можно только в результате дополнительных исследований. Для определения рациональной массы машины, обеспечивающей минимальный уровень шума движения, следует продифференцировать уравнение (4) по данному параметру. При этом для начала упростим данную зависимость путем введения дополнительных условий: отсутствие касание базового цилиндра и опорной поверхности. В этом случае вся масса машины удерживается за счет контакта льда и винтовых лопастей ротора. Считая, что лед в своей толще представляет собой однородную структуру, получим величину $\Delta\mu=0$, что приведет к обнулению – уровень шума, излучаемый за счет трения базового цилиндра о лед L_1 . Продифференцировав уравнение (4) по диаметру базового цилиндра, получим результат, показанный на рис. 3.

Полученные данные свидетельствуют о том, что с увеличением массы машины уровень шума, генерируемый роторно-винтовым двигателем, монотонно возрастает. При этом масса машины должна обеспечивать внедрение винтовых лопастей в лед. Схема сил, действующих на машину, показана на рис. 4. Видно, что необходимое усилие внедрения винтовой лопасти в лед будет возможно при выполнении следующего условия: $G > 2F_{PE3} \sin \nu$, где ν – угол относительно дневной поверхности льда, под которым происходит внедрение винтовой лопасти. Данный угол определится как (5):

$$\nu = \arccos \frac{D + h_{\Gamma} - h_B}{D + h_{\Gamma}} \tag{5}$$

$$\sin \nu = \frac{\sqrt{(D + h_{\Gamma})^2 - (D + h_{\Gamma} - h_B)^2}}{D + h_{\Gamma}}$$

$$G > 2F_{PE3} \frac{\sqrt{(D + h_{\Gamma})^2 - (D + h_{\Gamma} - h_B)^2}}{D + h_{\Gamma}}$$

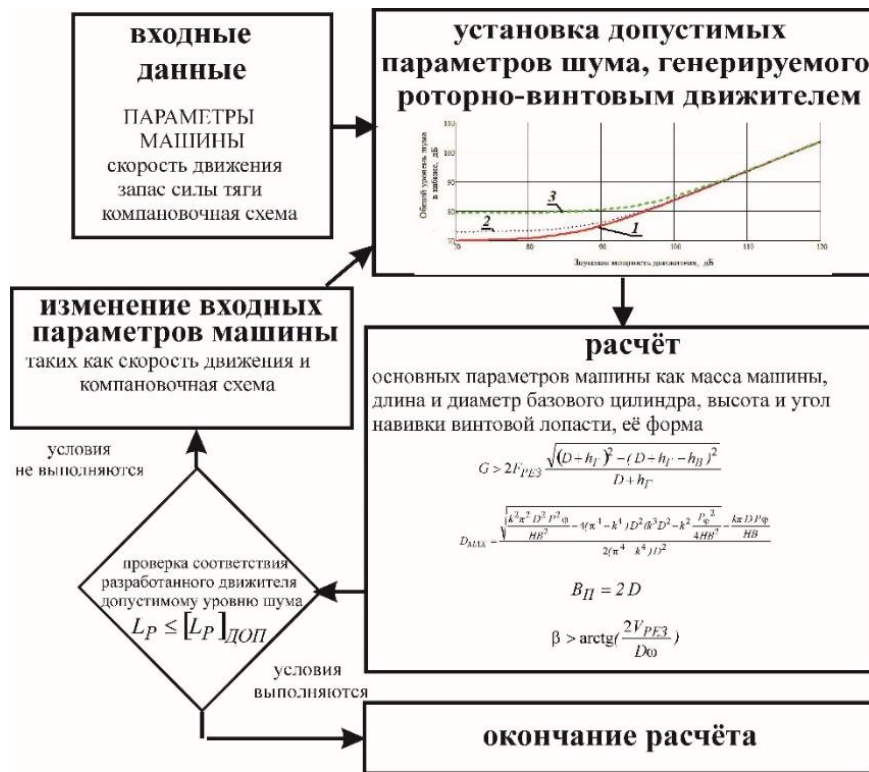


Рис. 2. Методика выбора рациональных конструктивных параметров двигателя роторно-винтовой машины, предназначенного для движения по льду

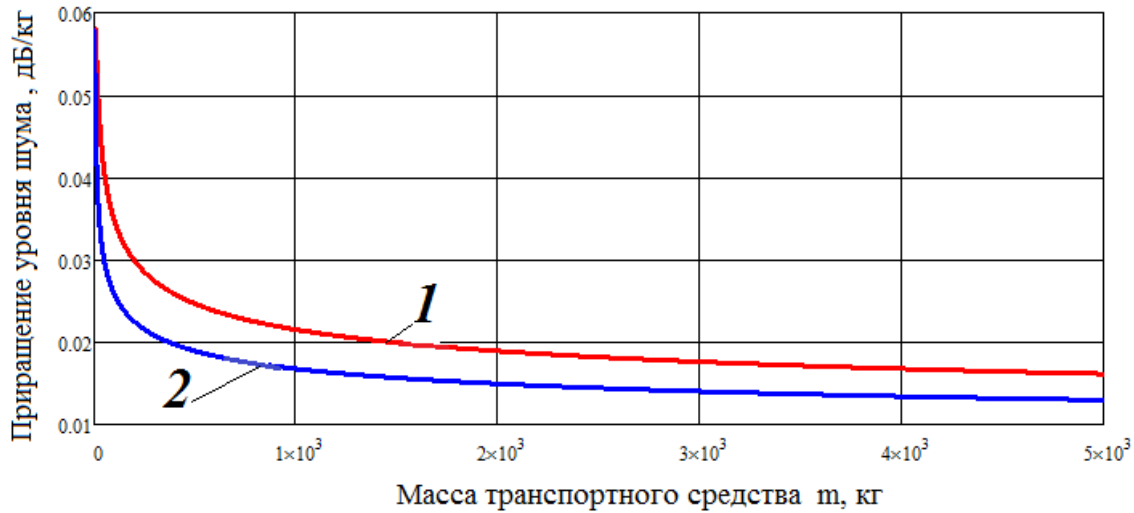


Рис. 3. Интенсивность изменения приращения звукового излучения роторно-винтового движителя от массы машины

- 1 – для скоростей движения менее 5 км/ч;
2 – для скоростей движения более 20 км/ч

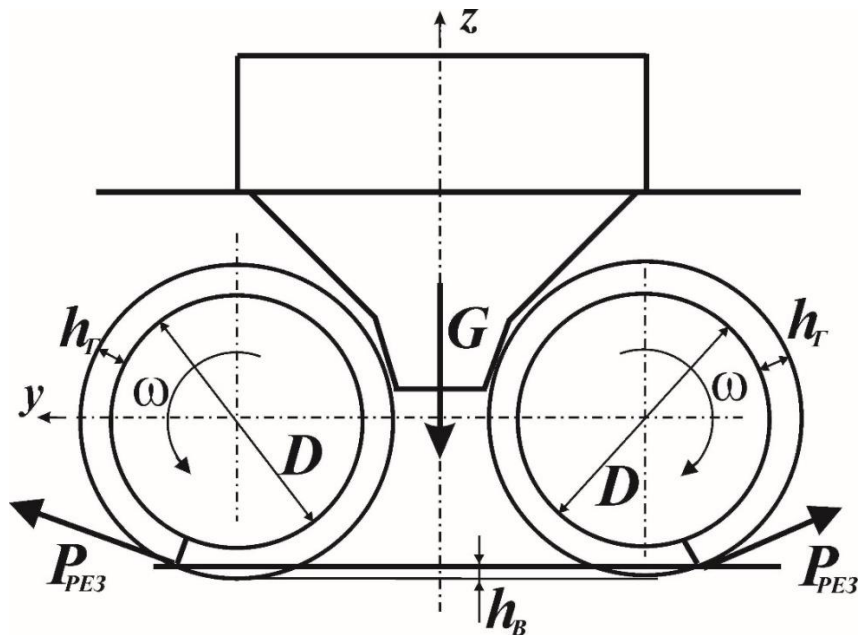


Рис. 4. Схема к определению необходимой массы транспортного средства, обеспечивающей внедрение винтовой лопасти в лед

Дифференцирование уравнения (4) по углу наклона винтовой лопасти позволяет сделать вывод о том, что при движении машины с роторно-винтовым движителем при определенных скоростях движения возникает возможность возникновения резонанса. Об этом свидетельствуют пики значения скоростей нарастания уровня шума от угла наклона винтовой лопасти. Поскольку данный процесс является недопустимым, необходимо соблюдение следующего условия при проектировании машин с роторно-винтовым движителем:

$\beta > \arctg\left(\frac{2V_{PE3}}{D\omega}\right)$, где V_{PE3} – скорость, при которой возникают явления резонанса (для стандартных роторов находится в пределах 1,5-2,5 м/с).

В результате анализа всех возможных условий эксплуатации роторно-винтовых машин установлено, что однозначно исключить возникновение резонанса возможно только в диапазоне угла навивки винтовой лопасти в диапазоне от 0,75 до 0,85 рад, т.е., в зоне максимального уровня шума. При выборе между возможным движением машины в зоне возникновения резонансных явлений и движением с максимальным уровнем шума следует выбрать именно отсутствие условий резонанса, т.е., угол навивки винтовой лопасти роторно-винтовой машины при движении по льду следует выбирать в диапазоне от 0,75 до 0,8 рад или 42-45 °.

Анализ уравнения (4) показывает, что глубина внедрения винтовой лопасти приводит к увеличению силы резания, т.е., к повышенной шумности в работе роторно-винтового движителя. Величина данного параметра должна быть минимальной, но достаточной для развития движителем заданного тягового усилия. Максимальное давление, которое может выдержать поверхность льда, на одноосное сжатие, согласно приложения 4 СНиП 2.06.04-82 [14] составляет 0,6 МПа. Площадь поперечного сечения винтовой лопасти, находящейся в контакте со льдом на прочность льда на одноосное сжатие, равное для льда с температурой 0 °С – 0,6-0,9 МПа.

Исходя из рис. 5, в проекции на ось x площадь поперечного сечения определится из разницы площади сектора круга с центральным углом, находящимся по уравнению (5):

$$S = lh_B$$

$$\text{С учетом того, что } l=r\upsilon \text{ получим: } S = (0,5D + h_\Gamma - h_B) \upsilon h_B.$$

С учетом того, что при малых значениях угла υ их можно приравнять к величине $\sin\upsilon$

$$\text{получим: } S = \frac{0,5D + h_\Gamma - h_B}{1} \frac{\sqrt{(0,5D + h_\Gamma)^2 - (0,5D + h_\Gamma - h_B)^2}}{0,5D + h_\Gamma} h_B.$$

Заменяя $(0,5D + h_\Gamma)$ на $0,5 D_{MAX}$, а $(0,5D + h_\Gamma - h_B)$ на $k0,5D_{MAX}$ получим:

$$S = \frac{kh_B}{2} \frac{\sqrt{(0,5D_{MAX})^2 - k^2(0,5D_{MAX})^2}}{2} = \frac{D_{MAX}}{2} kh_B \sqrt{1 - k^2}.$$

$$\text{Откуда: } \frac{P_\varphi}{HBh_B} = \frac{D_{MAX}}{2} k \sqrt{1 - k^2} \text{ или: } \left(\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}} \right)^2 = k^2(1 - k^2).$$

Решая данное уравнение методом Декарта-Эйлера получим, что оно приводится к кубическому уравнению вида:

$$j^3 + 0,5j^2 + \frac{1 - 4\left(\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}}\right)^2}{16} j = 0 \text{ или: } j^2 + 0,5j + \frac{1 - 4\left(\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}}\right)^2}{16} = 0.$$

$$\text{Откуда: } k = \left(\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}} \right) - 0,25.$$

$$\text{Тогда: } kD_{MAX} = \left(\frac{2P_\varphi}{HBh_B} \right) - 0,25D_{MAX} = 0,5D + h_\Gamma - h_B$$

$$\text{Или: } \left(\frac{2P_\varphi}{HBh_B} \right) = 1,25D_{MAX} + h_\Gamma - h_B,$$

$$HBh_B^2 - (1,25D_{MAX})HBh_B + 2P_\varphi = 0$$

$$\text{Откуда: } h_B = \left(\frac{\sqrt{(1,25D_{MAX})^2 + \frac{8P_\varphi}{HB}} - 1,25D_{MAX}}{2} \right)$$

Вид данной зависимости показан на рис. 5.

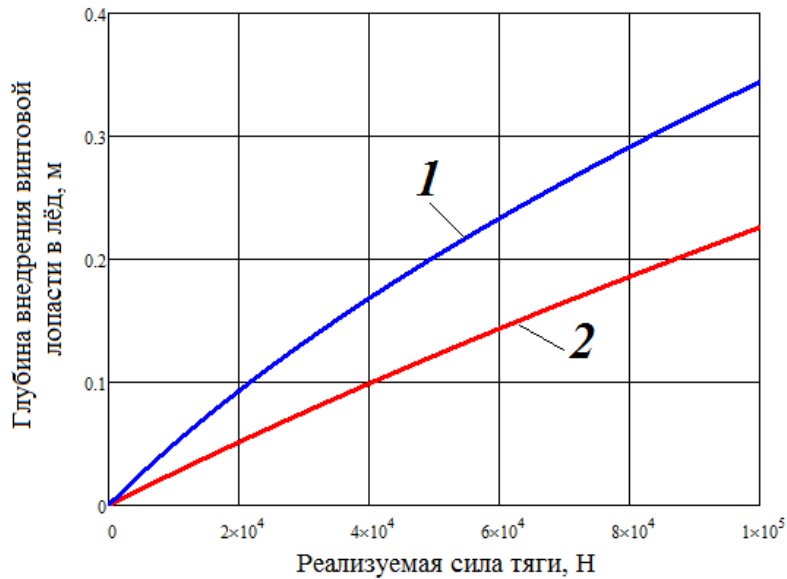


Рис. 5. Зависимость необходимой глубины винтовой лопасти в лёд для развития заданной силы тяги:

1 – для базового цилиндра диаметром 0,5 м; 2 – для базового цилиндра диаметром 1,0 м

Выводы

Полученные данные позволили разработать требования к роторно-винтовому движителю для обеспечения его работы на льду с низким уровнем шумового излучения. Установлено, что базовый цилиндр должен иметь как можно больший диаметр базового цилиндра, ограничиваемый только габаритами конструкции, и как можно меньшую длину, ограничиваемую необходимостью наличия на нем как минимум двух витков навивки винтовой лопасти. При этом угол навивки винтовой лопасти должен находиться в пределах от 42 до 45 °. Получены зависимости необходимой массы машины и глубины внедрения винтовой лопасти в лёд, обеспечивающие выполнение вездеходной машины заданных тяговых параметров.

Библиографический список

1. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» (утв. постановлением Госкомсанэпиднадзора РФ от 31 октября 1996 г. № 36).
2. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах».
3. ГОСТ Р 51401-99 Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью.
4. ГОСТ 27408-87 Шум. Методы статистической обработки результатов определения и контроля уровня шума, излучаемого машинами.
5. ГОСТ 23941-79 Шум. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования.
6. **Никитин, С.А.** Шнекороторный снегоочиститель с улучшенными виброакустическими характеристиками. Дисс. на соискание уч. степени кандидата техн. наук по спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины». – Воронеж, 2004. – 159 с.
7. **Шашурин, А.Е.** Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами: на примере строительно-дорожных машин. Дисс. на соискание уч. степени кандидата техн. наук по спец. 01.04.06 «Акустика». – СПб., 2010. – 182 с.
8. **Покачалов, А.С.** Прогнозирование параметров шума дорожной снегоочистительной машины шнекороторного типа. Дисс. на соискание уч. степени кандидата техн. наук по спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины». – Воронеж, 2003. – 155 с.

9. **Растегаев, И.А.** Оценка склонности материалов создавать нефункциональный шум при сложных траекториях движения пар трения // И.А. Растегаев, Е.В. Вилакова, Д.Л. Мерсон / Вектор науки ТГУ. – 2013. – № 3.
10. **Erasov, I.** Simulation of noise generated by a rotary-screw mover as a result of friction / I. Erasov, I. Kuklina, D. Mokerov, Yu Molev // IOP: Conference Series Earth and Environmental Science 695:012027·December 2019.
11. **Старжинский, В.Н.** Определение шумовых характеристик оборудования в зависимости от режимов резания при акустических расчетах деревообрабатывающих станков / В.Н. Старжинский, А.Ю. Завьялов, С.В. Совина // Деревообработка: технологии оборудование менеджмент XXI века: труды XI международного симпозиума 20-23 сентября 2016 г. – Екатеринбург, 2016 – С. 271-277.
12. **Molev, Yu.I.** The simulations of helical blade interaction with ice / E. Abramova, G. Mashorin, Y. Molev, A. Sogin // 2018 MATEC Web of Conferences 245, 17002 (2018).
13. **Molev, Yu.I.** Ways of decreasing noise impact on operator by changing rotary-screw propulsion units natural frequency of vibration / A. Lipin, Y. Molev, D. Mokerov, A. Strizhak, V. Khudyakov // IOP: Journal of Physics: Conference Series 1177:012040 2019.
14. СНиП 2.06.04-82. Нагрузка и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов). М., 1989.

*Дата поступления
в редакцию: 09.01.2020*

U.Sh. Vakhidov, I.A. Erasov, Yu.I. Molev, D.S. Mokerov

METHOD FOR SELECTING RATIONAL PARAMETERS OF A ROTOR-SCREW MOVER THAT PROVIDE A MINIMUM NOISE LEVEL WHEN DRIVING ON ICE

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Create a methodology for has been developed for determining the level of sound radiation produced by a rotor-screw engine when moving on ice.

Methodology: The basis for the development of this technique was the work of Russian scientists who studied the generation of sound waves from the forces of friction, cutting and deformation of various structural elements, parts and assemblies. At the same time, the authors adapted these theories for the case of interaction of a rotor-screw engine with ice.

Value: The General method of performing measurements is given. The contribution of each type of interaction between the engine elements and ice to the overall level of generated sound pressure is analyzed. Found that 60% of noise level motion rotary-screw machine ice is formed by cutting a spiral ice blade base 30 % accounts for the noise generated by the friction of the base of the cylinder on the ice and 10% to the noise generated by the deformation of the base of the cylinder.

Research implications: The results and conclusions obtained in this work allow the manufacturer to make a more reasonable approach to the choice of parameters of the rotor-screw engine to ensure acoustic comfort both in the cabin of an all-terrain vehicle and near the trajectory of its movement. It is established that the base cylinder should have the largest possible diameter of the base cylinder (limited only by the dimensions of the structure) and the smallest possible length (limited by the need for at least two turns of the screw blade winding on it), while the angle of the screw blade winding should be in the range from 42° to 45°. The dependences of the required mass of the machine and the depth of the introduction of the screw blade into the ice are also obtained, which ensure that the all-terrain vehicle fulfills the specified traction parameters.

Keywords: rotor-screw mover, ice, interaction, noise level, friction, cutting, deformation.

УДК 629.33

М.М. Жилейкин, В.А. Горелов, Г.И. Скотников

**МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ АТПОПЕЗДОВ
ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ В ПОВОРОТЕ В СЛУЧАЕ ОТКАЗА
ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПРИЦЕПНЫХ ЗВЕНЬЕВ**

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Представлены принципы повышения устойчивости в случае экстренного торможения седельного автопоезда в повороте при неисправной тормозной системе полуприцепа. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации, позволяющий повысить устойчивость при торможении автопоезда, движущегося по криволинейной траектории и снизить вероятность возникновения ДТП. Эффективность алгоритма подтверждена результатами имитационного математического моделирования.

Ключевые слова: автопоезд, торможение, устойчивость, управляемость, система динамической стабилизации, угол увода, имитационное моделирование.

Введение

Автопоезда – транспортные средства, состоящие из автомобиля-тягача и прицепа или полуприцепа – занимают одно из основных мест в системе перевозок грузов наземным транспортом. Это объясняется необходимостью транспортирования как грузов большого объема, так и тяжелых неделимых грузов. При этом автопоезда отвечают современным требованиям, предъявляемым к дорожным транспортным средствам: высокие эксплуатационные скорости, низкое удельное давление на опорное основание, достаточная маневренность [1]. Их важнейшими свойствами, определяющими безопасность эксплуатации данных транспортных средств, являются устойчивость и управляемость. Актуальность вопросов повышения безопасности движения автопоездов подтверждается тяжестью последствий дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с их участием. Обеспечению управляемости и устойчивости автопоездов посвящено большое число работ [2-10]. Большинство исследований посвящено разработке алгоритмов повышения устойчивости движения автомобилей созданием стабилизирующих моментов, возникающих в результате подтормаживания отдельных колес [11-14], либо в результате корректировки угла поворота управляемых колес [15-19]. При рассмотрении вопросов стабилизации автопоезда, как правило, ограничиваются рассмотрением систем, предотвращающих опрокидывание при криволинейном движении [19], а также алгоритмов работы антиблокировочных систем.

Целью данной статьи является разработка принципов повышения устойчивости при торможении для движущегося криволинейно седельного автопоезда в случае неисправности тормозной системы полуприцепа.

Обоснование принципов стабилизации автопоезда

В случае экстренного торможения автопоезда, движущегося по криволинейной траектории, при неисправной тормозной системе полуприцепа наиболее вероятным случаем потери устойчивости будет отклонение тягача от заданного направления движения. Снизить вероятность возникновения аварийной ситуации в этом случае возможно за счет комплекса мероприятий, описанных в работе [20]. Для составления уравнений состояния движущегося автопоезда рассмотрим упрощенную математическую модель плоского движения автопоезда. При разработке математической модели были приняты допущения, аналогичные использованным в [20].

Расчетная схема сил, действующих на автопоезд при криволинейном движении, приведена на рис. 1.

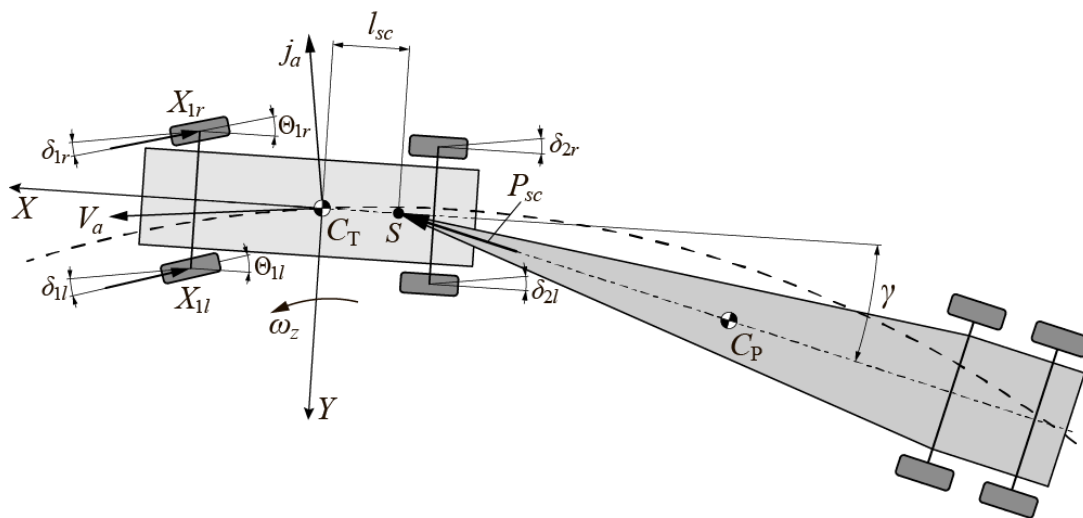


Рис. 1. Расчетная схема автопоезда:

X, Y – оси координат, связанные с центром масс тягача;

C_T, C_P – центры масс тягача и полуприцепа соответственно;

S – точка сцепки тягача и полуприцепа; l_{sc} – расстояние от центра масс тягача до точки сцепки;

j_a – ускорение центра масс тягача; V_a – скорость поступательного движения центра масс тягача;

ω_z – угловая скорость вращения тягача вокруг вертикальной оси, проходящей через его центр масс; P_{sc} – сила, действующая в точке сцепки со стороны полуприцепа на тягач при торможении; X_{1l}, X_{1r} – продольные составляющие сил, действующих на колеса первой оси тягача со стороны дороги; Θ_{1l}, Θ_{1r} – углы поворота управляемых колес тягача; δ_{1l}, δ_{1r} – углы увода колес первой оси тягача; δ_{2l}, δ_{2r} – углы увода колес второй оси тягача; γ – угол складывания автопоезда

Рассмотрим движение двухосного тягача в режиме торможения, заменив воздействие полуприцепа силой P_{sc} , приложенной к точке сцепки на тягаче, действующей вдоль продольной оси полуприцепа. Для двухосного автомобиля с задними ведущими и передними управляемыми колесами в работе [21] получены следующие зависимости (1):

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 = & \frac{V_a}{L} (\Theta_{1sr} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_1 - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_2 + \\ & + \frac{j_a}{V_a} (\Theta_{1sr} - \delta_1) + \frac{g}{G_a V_a} P_y + \frac{L}{2J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1sr}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) X_1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_2 = & \frac{V_a}{L} (\Theta_{1sr} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_1 - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_2 - \\ & - \frac{j_a}{V_a} \delta_2 + \frac{g}{G_a V_a} P_y + \frac{L}{2J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1sr}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) X_1; \end{aligned}$$

$$M_z = P_{sc} \sin(\gamma) l_{sc};$$

$$V_a = \frac{L \omega_z}{\Theta_{1sr} + \delta_2 - \delta_1};$$

$$P_y = P_{sc} \sin(\gamma);$$

$$\dot{\delta}_A = - \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right) \delta_A - \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 + \frac{j_a}{V_a} \right) \Theta_{1sr}, \quad (1)$$

где $\delta_A = \delta_2 - \delta_1$ – разность углов увода колес передней и задней осей тягача; $X_1 = X_{1l} - X_{1r}$ – полная сила на передней оси тягача; K_y – суммарный (для оси автомобиля) коэффициент со-

противления уводу шин; $\Theta_{1sr} = (\Theta_{1l} + \Theta_{1r})/2$ – средний угол поворота управляемых колес тягача; $\delta_i = (\delta_{il} + \delta_{ir})/2$, $i = 1, 2$ – средний угол увода i -й оси тягача; G_a – вес тягача; L – расстояние между 1-й и 2-й осями тягача; J_z – момент инерции тягача относительно вертикальной оси.

Как известно, разность углов увода δ_A колес передней и задней осей автомобиля характеризует его поворачиваемость: $\delta_A = 0$ – нейтральная; $\delta_A > 0$ – избыточная; $\delta_A < 0$ – недостаточная. В случае потери устойчивости автопоездом (складывании) при торможении тягач приобретает избыточную поворачиваемость. Для стабилизации тягача необходимо поддерживать нейтральную поворачиваемость. Для возмущенного движения уравнение (1) принимает вид:

$$\Delta \dot{\delta}_A = - \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right) \Delta \delta_A - \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 + \frac{j_a}{V_a} \right) \Delta \Theta_{1sr}, \quad (2)$$

где символ Δ обозначает приращение величины за время Δt .

Уравнение (2) имеет вид (3):

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + R(t)U(t), \quad (3)$$

где $X(t) = \Delta \delta_A$ – фазовая переменная; $U(t) = \Delta \Theta_{1sr}$ – управляющее воздействие;

$$A(t) = - \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right); \quad R(t) = - \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 + \frac{j_a}{V_a} \right).$$

Управление $U(t)$ по понятным физическим причинам является ограниченным, т.е. принадлежащим замкнутому множеству (4):

$$|U(t)| \leq U_{\max}. \quad (4)$$

Задача синтеза системы стабилизации автопоезда была решена с помощью применения теории Ляпунова об устойчивости движения. Данное учение позволяет судить о свойствах возмущенных движений, указывает путь к рациональному конструированию регуляторов. Применяемый подход к отысканию управления для стабилизации объектов (3) на которых действует $U(t)$.

Пусть $V(X)$ – скалярная функция, являющаяся мерой отклонения движущегося объекта (3) от установившегося состояния. Тривиальное решением $X = 0$ – установившееся состояние системы. Для данного случая в качестве функции Ляпунова $V(X)$ введем положительно определенную евклидову норму вектора $\|X\|$ или квадрат ее значения (5):

$$V(X) = \Delta \delta_A^2. \quad (5)$$

Система управления в данном случае должна обеспечить уменьшение расстояния между установившимся значением $X = 0$ и объектом (3).

Задача исследования устойчивости системы, описываемой уравнением (3) согласно прямому методу Ляпунова сводится к изучению свойств функции $V(X)$ и ее первой производной, определяемой следующим образом (6):

$$\frac{dV(X)}{dt} = \frac{\partial V}{\partial X} AX = -2\Delta \delta_A^2 \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right). \quad (6)$$

Вектор оптимального управления $U(t)$ находится путем применения метода В.И. Зубова [22] (7):

$$U(t) = -U_{\max} \operatorname{sign} \left(\frac{\partial V}{\partial X} R(t) \right). \quad (7)$$

Определим порядок величин и знаки (исходя из принятых на рис. 1 положительных направлений векторов) слагаемых в скобке уравнения (6) – табл. 1.

Таблица 1

Порядок величин и знаки слагаемых в скобке уравнения (5)

№	Слагаемое	Знак	Порядок величины
1	$\frac{K_y L^2}{V_a 2J_z}$	> 0	$\approx 10^3 \dots 10^4$
2	$\frac{j_a}{V_a}$	< 0	$\approx 10^1$
3	$P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z}$	< 0	$\approx 10^2$

Следовательно, выражение в скобках уравнения (5) всегда больше нуля. Тогда $\frac{dV(X)}{dt} < 0$, и функция $V(X)$ является функцией Ляпунова. Тогда уравнение для определения вектора оптимального управления (6) принимает следующий вид (8):

$$U(t) = -U_{\max} \operatorname{sign}(-2D\Delta\delta_A), \quad (8)$$

$$D = \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} + \frac{j_a}{V_a} + \right).$$

Так как $\frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 > 0$, то $D < 0$, и выражение (7) можно записать (9):

$$U(t) = -U_{\max} \operatorname{sign}(\Delta\delta_A), \quad (9)$$

Введем ограничение на управляющее воздействие $U_{\max} = |\Delta\gamma(t) = \gamma(t) - \gamma_0|$, где $\gamma(t)$ – текущее значение угла складывания, γ_0 – значение угла складывания в момент нажатия водителем педали тормоза.

Поскольку разность углов увода осей $\Delta\delta_A$ замерить на практике невозможно, необходимо провести замену этой переменной на другую, имеющую тот же знак при складывании автопоезда. В качестве такой переменной можно использовать угол складывания $\gamma(t)$. Тогда окончательно оптимальное управление (8) будет иметь вид (10):

$$U(t) = \Delta\Theta_{1sr}(t) = -|\Delta\gamma(t)| \operatorname{sign}[\gamma(t)]. \quad (10)$$

Исследование эффективности предложенного алгоритма работы системы стабилизации автопоезда при торможении с помощью подруливания методами имитационного моделирования

Для проверки эффективности алгоритма работы системы стабилизации автопоезда при торможении с помощью подруливания в качестве критерия эффективности выступает отсутствие выезда автопоезда за пределы своей полосы движения.

Описание параметров исследуемого автопоезда и условий проведения виртуальных экспериментов

Исследуется математическая модель автопоезда полной массой 36 000 кг, состоящего из автомобиля-тягача и полуприцепа. Тягач с колесной формулой 4x2 укомплектован двускатными шинами. В качестве одного из факторов потери устойчивости автопоезда было введено смещение вертикальной оси опорно-сцепного устройства вправо относительно продольной оси тягача на 0,03 м. Тормозные механизмы колес звеньев автопоезда оснащены антиблокировочной системой.

Для оценки эффективности и работоспособности алгоритма повышения устойчивости автопоезда при торможении на криволинейной траектории была выполнена серия вычислительных экспериментов. В ходе вычислительных экспериментов были заданы следующие управляющие воздействия: в начальный момент автопоезд движется прямолинейно, после поворота управляемых колес начинается поворот, в ходе которого увеличивается скорость движения, а затем осуществляется экстренное торможение. В процессе торможения величина тормозного усилия на колесах левого борта полуприцепа была задана равной 70 % от максимального, а колесах правого борта – 10 % от максимального.

Коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью принят равным 0,7. Опорная поверхность представляет собой ровную недеформируемую поверхность.

Результаты имитационного моделирования движение автопоезда, не оснащенного системой стабилизации

На рис. 2 для автопоезда, не оснащенного системой стабилизации, показано положение звеньев автопоезда после окончания торможения, на рис. 3 – зависимость угла складывания γ от времени.

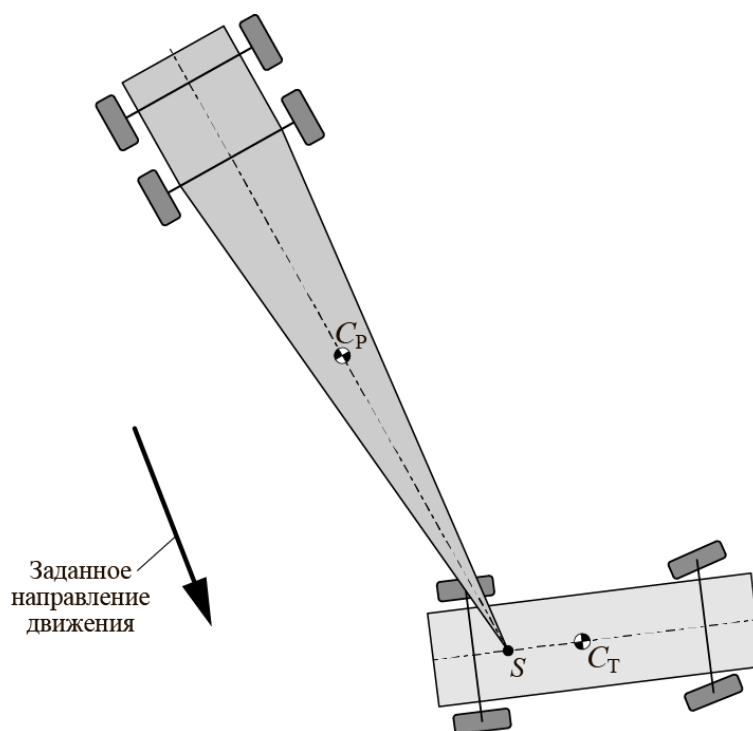


Рис. 2. Положение звеньев автопоезда, не оснащенного системой стабилизации, после остановки

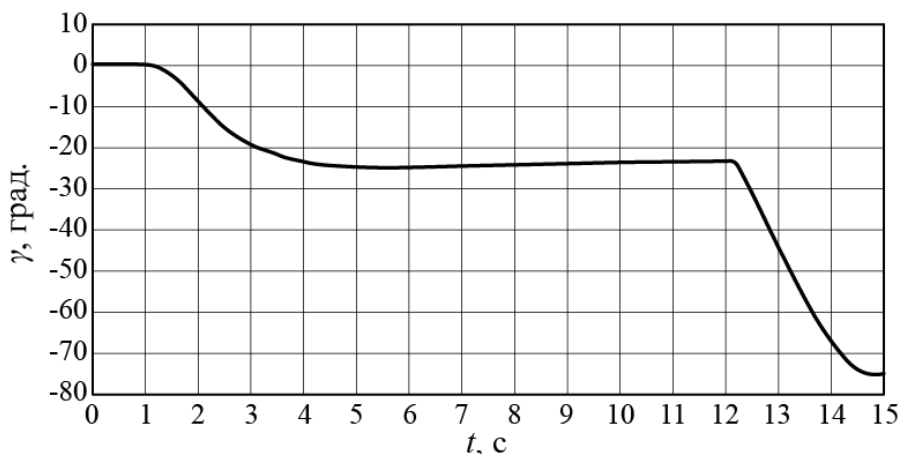


Рис. 3. Временная реализация угла складывания для автопоезда, не оснащенного системой стабилизации

На основе анализа результатов имитационного математического моделирования движения автопоезда, не оснащенного системой динамической стабилизации, можно сделать вывод, что в случае отказа тормозной системы полуприцепа при экстренном торможении происходит потеря траекторной устойчивости тягача, отклонение от заданной траектории движения достигает 75° , звенья автопоезда выходят за пределы установленной полосы движения.

Результаты имитационного моделирования движения автопоезда, оснащенного системой стабилизации

На рис. 4 показано положение звеньев автопоезда после остановки, на рис. 5 – временная реализация угла складывания.

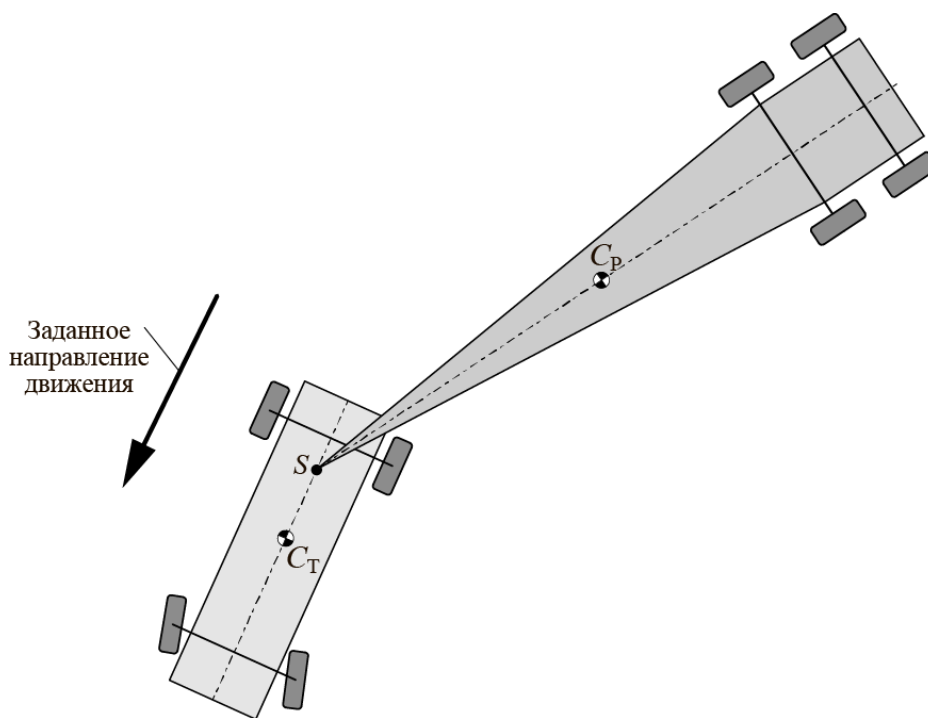


Рис. 4. Положение звеньев автопоезда с системой стабилизации после остановки

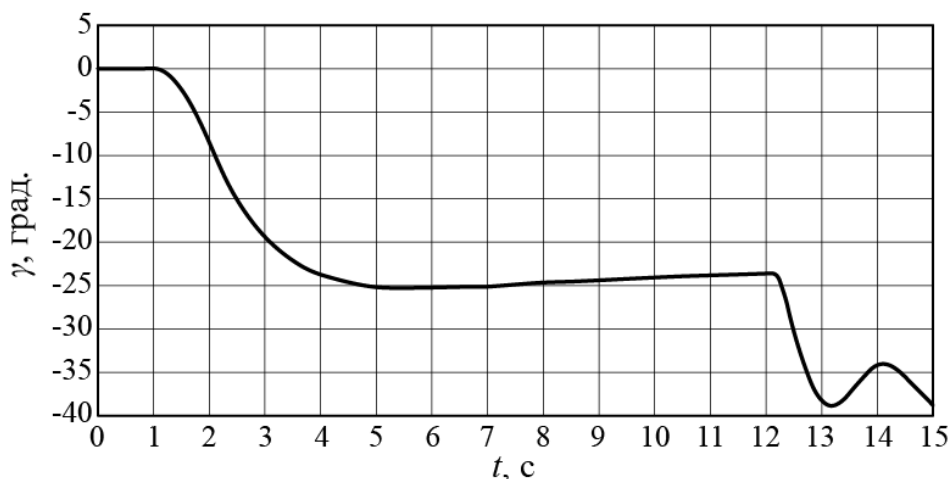


Рис. 5. Временная реализация угла складывания для автопоезда, оснащенного системой стабилизации

На основе анализа результатов имитационного математического моделирования движения автопоезда, оснащенного системой стабилизации, можно сделать вывод, что предложенный алгоритм работы системы динамической стабилизации позволяет тягачу сохранить траекторную устойчивость (положение продольной оси симметрии тягача совпадает с заданным направлением движения). В процессе моделирования не зафиксировано случаев выхода звеньев автопоезда за пределы установленной полосы движения.

Выводы

1. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации, позволяющий повысить устойчивость при торможении автопоезда, движущегося по криволинейной траектории и снизить вероятность возникновения ДТП.
2. Эффективность алгоритма подтверждена результатами имитационного математического моделирования, угол складывания автопоезда при торможении на криволинейной траектории с неработающей тормозной системой полуприцепа уменьшился на 49 % по сравнению с вариантом без системы стабилизации.

Библиографический список

1. **Высоцкий, М.С.** Основы проектирования модульных магистральных автопоездов / М.С. Высоцкий, С.И. Кочетов, С.В. Харитончик. – Минск: Изд-во «Беларуская навука», 2011. – 392 с.
2. **ASHLEY Liston.** Jackknife stability of articulated tractor semitrailer vehicles with high-output brakes and jackknife detection on low coefficient surfaces[D]. Columbus, USA: the Ohio State University, 2003.
3. **Radlinski, Richard W.** The anatomy of a tractor trailer jackknife / **Richard W. Radlinski**, President Radlinski & Associates, Inc, <http://www.raibrakes.com>
4. **Zong, Changfu** Multi-objective Stability Control Algorithm of Heavy Tractor Semi-trailer / Changfu Zong, Tianjun Zhu, Chang Wang, Haizhen Liu // Based on Differential Braking CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING Vol. 25, No. 1, 2012 DOI: 10.3901/CJME.2012.01.088
5. **Elhemly, Mohamed Abd Elazeem** Tractor-semitrailer jackknifing elimination using semitrailer differential braking technique / Mohamed Abd Elazeem Elhemly, Mohamed Abd Elghany Fayed, Ali Abd Elghany Elmaihy // Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 20, No. 1, 2013.
6. **Azad, N.L.** A survey of stability enhancement strategies for articulated steer vehicles / N.L. Azad, A. Khajepour, J. McPhee // International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 16, Nos. 1–2, 2009. – P.26-48.
7. **Elhemly, M.A.E.** ‘Simulation of tractor semitrailer manoeuvre at high speed using MATLAB/SIMULINK’ / M.A.E. Elhemly, M.A.G. Fayed // Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 18, No. 4, 2011. – P. 341-358.

8. **Kaneko, T.** A study on the braking stability of articulated heavy vehicles / T. Kaneko, I. Kageyama // JSAE Review, Vol. 24, 2003. – P.157-164.
9. **Palkovics, L.** ‘Design of an active unilateral brake control system for five axle tractor – semitrailer based on sensitivity analysis’ / L. Palkovics, M. El-Gindy // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 1994, Vol. 24, No. 10, pp.725-758.
10. **Bouteldja, M.** Jackknifing warning for articulated vehicles based on a detection and prediction system / M. Bouteldja, V. Cerezo // Indianapolis: Submitted to the 3rd International Conference on Road Safety and Simulation, September 14-16, 2011 <http://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/conferences/2011/RSS/3/Bouteldja,M.pdf>
11. **Karogal, I.** Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control / I. Karogal, B. Ayalew // World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI.
12. **Osborn, R.P.** Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution / R.P. Osborn, T. Shim // SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
13. **Belousov, B.N.** Synthesis of dynamic control system for active mountings of multiaxis ATM / B.N. Belousov, I.V. Merkulov, I.V. Fedotov // Avtomobil'naya Promyshlennost, (4), 2004. – P. 15-17.
14. **Belousov, B.N.** Control algorithm of ATM motor-wheels / B.N. Belousov, A.A. Kupreyanov, K.G. Leksin, S.D. Popov, S.A. Shelomkov // Avtomobil'naya Promyshlennost, (4), 2003. – P. 15-18.
15. **Mammar, S.** Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering / S. Mammar, V.B. Baghdassarian // Proc. Amer. Contr. Conf., 2000, V. – P.105-109.
16. **Rodrigues, A.O.** Evaluation of an active steering system. Master's degree project / A.O. Rodrigues. // Sweden 2004. (http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf).
17. **Mokhiamar, O.** Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety / O. Mokhiamar, M. Abe // J Automobile Eng. 2002, V.216(2). – P.115-124.
18. **Belousov, B.** 8×8 platform for stuning terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels / B. Belousov, T.I. Ksenevich, V. Vantsevich, D. Komissarov // SAE Technical Papers, 9, 2013.
19. **Sampson, D.J.** Active Roll Control of Articulated Heave Vehicles. Dissertation submitted to the University of Cambridge for the Degree of Doctor of Philosophy / D.J. Sampson. – United Kingdom, Cambridge University Engineering Department. – September 2000.
20. **Анкинович, Г.Г.** Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов при экстренном торможении в повороте и аварийном отказе тормозной системы прицепных звеньев / Г.Г. Анкинович, А.Н. Вержбицкий, М.М. Жилейкин, Г.И. Скотников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – №4. – С. 37-43.
21. **Литвинов, А.С.** Устойчивость и управляемость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
22. **Оптимальное управление электротехническими объектами / В.И. Ловчаков, Б.В. Сухинин, В.В. Сурков – Тула, Изд-во ТулГУ, 2005. – 149 с.**
23. **Жилейкин, М.М.** Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики / М.М. Жилейкин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 238 с.

*Дата поступления
в редакцию: 14.09.2019*

M.M. Zhileykin, V.A. Gorelov, G.I. Skotnikov

**THE METHOD OF INCREASING THE STABILITY OF TRAILER-TRUCKS
IN CASE OF EMERGENCY BRAKING IN A TURN AT EMERGENCY FAILURE
OF THE TRAILER BRAKE SYSTEM**

Bauman Moscow State Technical University

Purpose: The goal of this research is to develop principles for improving the stability of semi-trailer truck movement during emergency braking in a turn at a failure of the trailer braking system.

Methodology: A method for increasing the semi-trailer truck stability during emergency braking in a turn at a failure of the trailer braking system has been developed. The method provides retention of the semi-trailer truck trajectory stability in order to avoid accidents with severe consequences. The effectiveness of the proposed method has been proved by simulation.

Value: Trailer-trucks occupy a significant place in the system of road transportation of goods. They are widely used in international road transportation, when delivering goods to railways, river and sea berths, and are also used to service industrial and commercial, agriculture enterprises and in other sectors of economy. One of the main directions for improvement of trailer-trucks is the enhancement of the safety for the driver and cargo as well as for other road users.

Research implications: The most important properties of trailer-trucks that determine the safety of these vehicles are their stability and controllability. The relevance of safety issues of the trailer-trucks is confirmed by the severity of the consequences of road accidents with their involvement.

Key words: trailer-truck, braking, stability, controllability, dynamic stabilization, slip angle, simulation.

УДК 629.365

Г.О. Котиев¹, И.Ф. Гумеров², А.А. Стадухин¹, Б.Б. Косицын¹**ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УЗЛОВ
ИЗНОСОСТОЙКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ
ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН**Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана¹
ОАО «КАМАЗ»²

Определены механические характеристики агрегатов износостойкой тормозной системы, предназначенной для увеличения подвижности колесных машины и снижения нагруженности рабочей тормозной системы. Проведен анализ скоростных режимов движения колесной машины, приближенных к реальной эксплуатации. Результатом анализа режимов движения являются статистические данные о нагруженности износостойкой тормозной системы в целом, которые позволяют получить механические характеристики каждого из ее агрегатов с учетом особенностей функционирования. Предлагаемый метод отличается возможностью определения потребных механических характеристик агрегатов износостойкой тормозной системы: двигателя внутреннего сгорания (функционирующего в тормозном режиме), электромашины и ретардера. Определение параметров электромашины позволит приступить к следующей необходимой задаче – выбору потребной емкости электрического накопителя энергии. Результаты расчета позволяют определить характеристики каждого из агрегатов износостойкой тормозной системы, которые в комбинации обеспечивают заданный уровень замедления машины.

Ключевые слова: колесная машина, механическая характеристика, ретардер, модель движения, износостойкая тормозная система, тормоза-замедлители, замедление.

Введение

С ростом удельных мощностей современных высокоподвижных колесных машин рабочая тормозная система оказывается недостаточной для обеспечения высокого уровня быстроходности, в силу высокой тепловой нагруженности. Наличие длительных замедлений при спусках, а также интенсивное использование колесных тормозов, направленное на увеличение средней скорости движения машины, требует использования дополнительных устройств – тормозов-замедлителей. Такими устройствами являются: моторный тормоз, реализуемый в двигателе внутреннего сгорания, а также трансмиссионные гидро- и электродинамические замедлители (ретардеры). Кроме того, перспективным является использование электромашины, работающей в генераторном режиме для обеспечения возможности запаса энергии торможения в электрический накопитель. Совокупность таких дополнительных устройств называется «износостойкой тормозной системой».

Целью настоящей работы является определение механических характеристик агрегатов износостойкой тормозной системы, предназначенной для увеличения подвижности (средних скоростей движения) колесных машины и снижения нагруженности рабочей тормозной системы. Предлагаемый метод определения потребных механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы высокоподвижных колесных машин (ВКМ) основывается на следующем допущении. При выполнении транспортной задачи водитель стремится обеспечить максимальную скорость движения, исходя либо из тяговых / тормозных возможностей машины, либо из условий устойчивости ВКМ при выполнении маневров. Предполагается, что скоростной режим движения в заданных дорожно-грунтовых условиях (ДГУ) скорее определяется не водителем, а ограничениями на скорость движения машины, связанными с тяговыми/тормозными возможностями и устойчивостью ВКМ при выполнении маневров. Таким

образом, среднестатистический скоростной режим движения машины может быть получен с использованием статистически «разыгранных» трасс, представляющих собой протяженные реализации случайных функций внешних возмущения, таких как: кривизна траектории, максимальный коэффициент взаимодействия движителя с дорогой, коэффициент сопротивления качению и угол наклона опорной поверхности [1-6].

Полученный режим движения ВКМ позволяет сформировать требуемую механическую характеристику тормозов-замедлителей, обеспечивающую заданную интенсивность снижения скорости. При этом для увеличения средней скорости движения машины, а также снижения нагруженности рабочей тормозной системы целесообразно, чтобы уровень замедления ВКМ за счет износостойкой тормозной системы соответствовал замедлению, реализуемому при служебном торможении (не более $a^* = 1 \text{ м/с}^2$ [7, 8]).

Результаты квазистационарного моделирования

Требуемую механическую характеристику износостойкой тормозной системы предлагается определять по скоростным режимам ВКМ, полученным с применением квазистационарной модели движения машины и статистически «разыгранных трасс», с учетом ограничений на продольные и боковые ускорения, связанные со сцепными свойствами движителя с опорной поверхностью и кривизной траектории, возможностями силовой установки и физиологическими возможностями человека воспринимать перегрузки (рис. 1 и 2) [9].

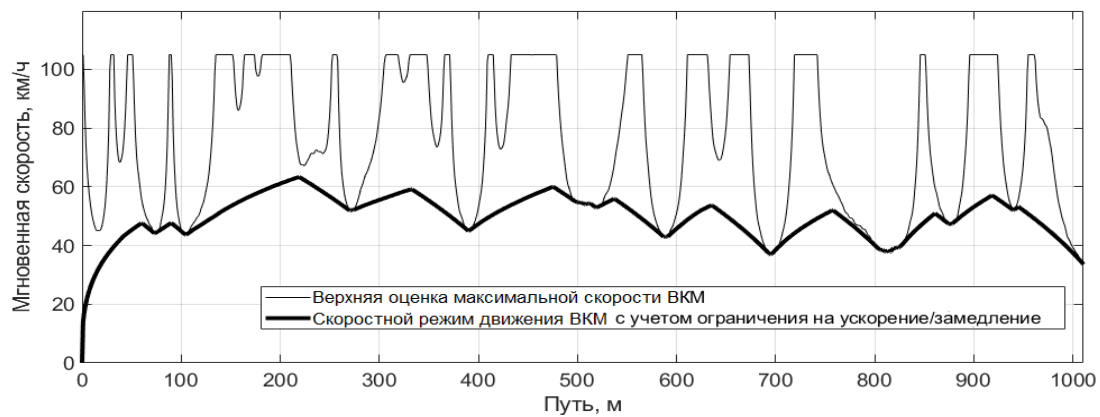


Рис. 1. Скоростной режим движения ВКМ для ограничения по уровню замедления $a^* = 1 \text{ м/с}^2$

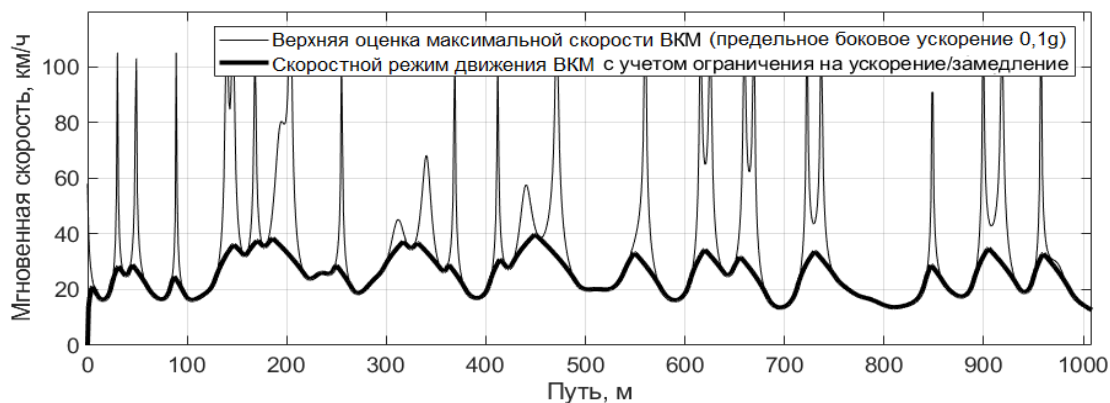


Рис. 2. Скоростной режим движения ВКМ для ограничения по уровню замедления $a^* = 1 \text{ м/с}^2$, с учетом ограничения на боковое ускорения, связанного с физиологическими возможностями человека воспринимать перегрузки (0,1g)

Статистически «разыгранные» трассы, с помощью которых осуществлялось формирование представленных скоростных режимов движения, представляют собой последовательный набор участков. Каждый участок характеризуется своим значением уклона, кривизны, коэффициента сопротивления качению и взаимодействия с грунтом (коэффициента сцепления), которые в пределах участка считаются постоянными.

Таким образом, зависимость величины потребной тяговой/тормозной силы $F_{\text{треб}}$ для поддержания заданного закона движения (на каждом i -том участке трассы) можно получить используя квазистационарную математическую модель движения машины, и параметры ДГУ [10, 11].

$$F_{\text{треб}_i} = \left(m\delta + J_z k_{d_i}^{\text{cp}^2} \right) a_i + mg \left(f_{\text{гр}_i}^{\text{cp}} \cos(\alpha_{\text{п}_i}^{\text{cp}}) + \sin(\alpha_{\text{п}_i}^{\text{cp}}) \right) + k_w F_{\text{лоб}} v_{\text{тяги}_i}^{\text{cp}^2} + J_z k_{d_i}^{\text{cp}} \frac{\Delta k_{d_i}}{\Delta s_i} v_{\text{тяги}_i}^{\text{cp}^2}, \quad (1)$$

где:

m – масса ВКМ;

J_z – момент инерции машины относительно вертикальной оси;

δ – коэффициент учета вращающихся масс;

a_i – ускорение машины при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

$f_{\text{гр}_i}^{\text{cp}}$ – коэффициент сопротивления качению при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

$\alpha_{\text{п}_i}^{\text{cp}}$ – угол наклона опорной поверхности при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

$k_{d_i}^{\text{cp}}$ – кривизна траектории при переходе между i -1 и i -ым участком трассы;

Δk_{d_i} – изменение кривизны между i -1 и i -ой путевой координатой трассы;

$v_{\text{тяги}_i}^{\text{cp}}$ – верхняя оценка максимальной скорости ВКМ при переходе между i -1 и i -ым участком трассы с учетом ограничения на продольное ускорение;

g – ускорение свободного падения;

k_w – коэффициент аэродинамической силы;

$F_{\text{лоб}}$ – площадь лобовой проекции машины;

c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ_w – плотность воздуха;

При этом величина a_i может быть найдена по формуле (2):

$$a_i = \frac{(v_i^2 - v_{i-1}^2)}{2\Delta s_i}. \quad (2)$$

Для удобства анализа тяговую/тормозную силу $F_{\text{треб}}$ и скорость v_i машины целесообразно привести к потребному моменту $M_{\text{треб}}^{\text{кп}}$ и угловой скорости $\omega_{\text{треб}}^{\text{кп}}$ выходного вала коробки передач (КП) (с учетом принятых в динамической модели допущений [11]):

$$M_{\text{треб}_i}^{\text{кп}} = F_{\text{треб}_i} r_{k0} / u_{\text{гп}}, \quad \omega_{\text{треб}_i}^{\text{кп}} = v_i u_{\text{гп}} / r_{k0},$$

где $u_{\text{гп}}$ – передаточное число трансмиссии от выходного вала КП до ведущих колес.

Получение характеристик агрегатов износостойкой системы торможения

Распределение режимов работы тормозной системы ВКМ (в качестве примера удельная мощность выбрана на уровне 15 кВт/т) при движении по дороге с твердым покрытием и равнинным типом рельефа представлено на рис. 3 (представлены только режимы работы при торможении, здесь и далее характеристики работы износостойкой тормозной системы приведены к выходному валу коробки передач):

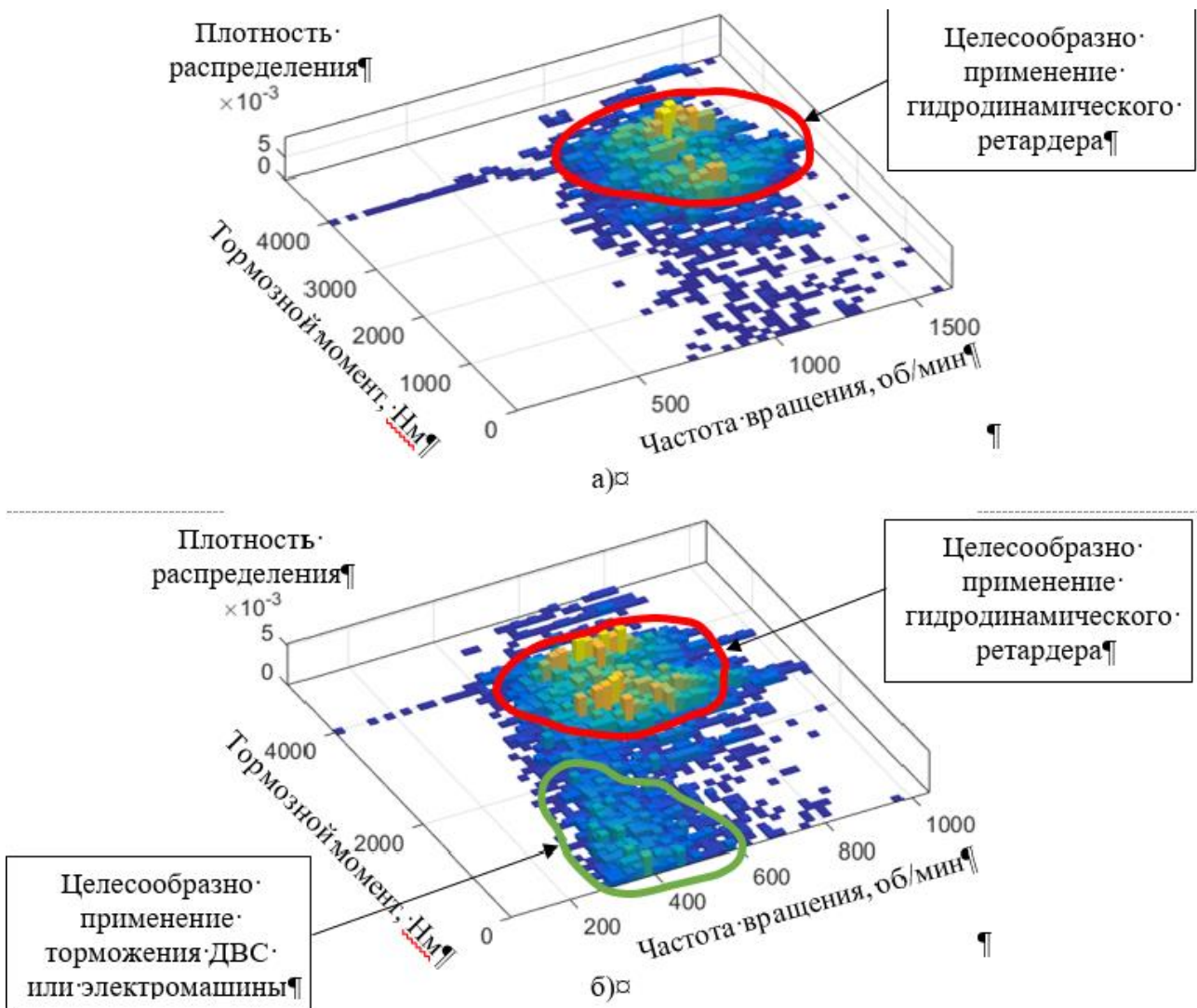


Рис. 3. Распределение режимов работы тормозной системы ВКМ при движении по равнинной трассе:

- а) без учета ограничения на боковое ускорение;
 б) с учетом ограничения на боковое ускорение ($a_y = 0,1g$) (приведены к выходному валу КП)

По представленным гистограммам видно, что присутствуют две области режимов работы тормозной системы, реализацию которых целесообразно обеспечить различными типами тормозов-замедлителей:

- область с высокими значениями крутящих моментов и частот вращения выходного вала КП (целесообразно применять гидродинамический ретардер);
- область с низкой частотой вращения и крутящим моментом выходного вала КП (целесообразно применять торможение за счет ДВС или электромашину, работающую в генераторном режиме [12], для повышения энергоэффективности ВКМ).

Проводя аналогичные исследования для движения по дороге с твердым опорным покрытием и холмистым типом рельефа, получены следующие результаты (рис. 4).

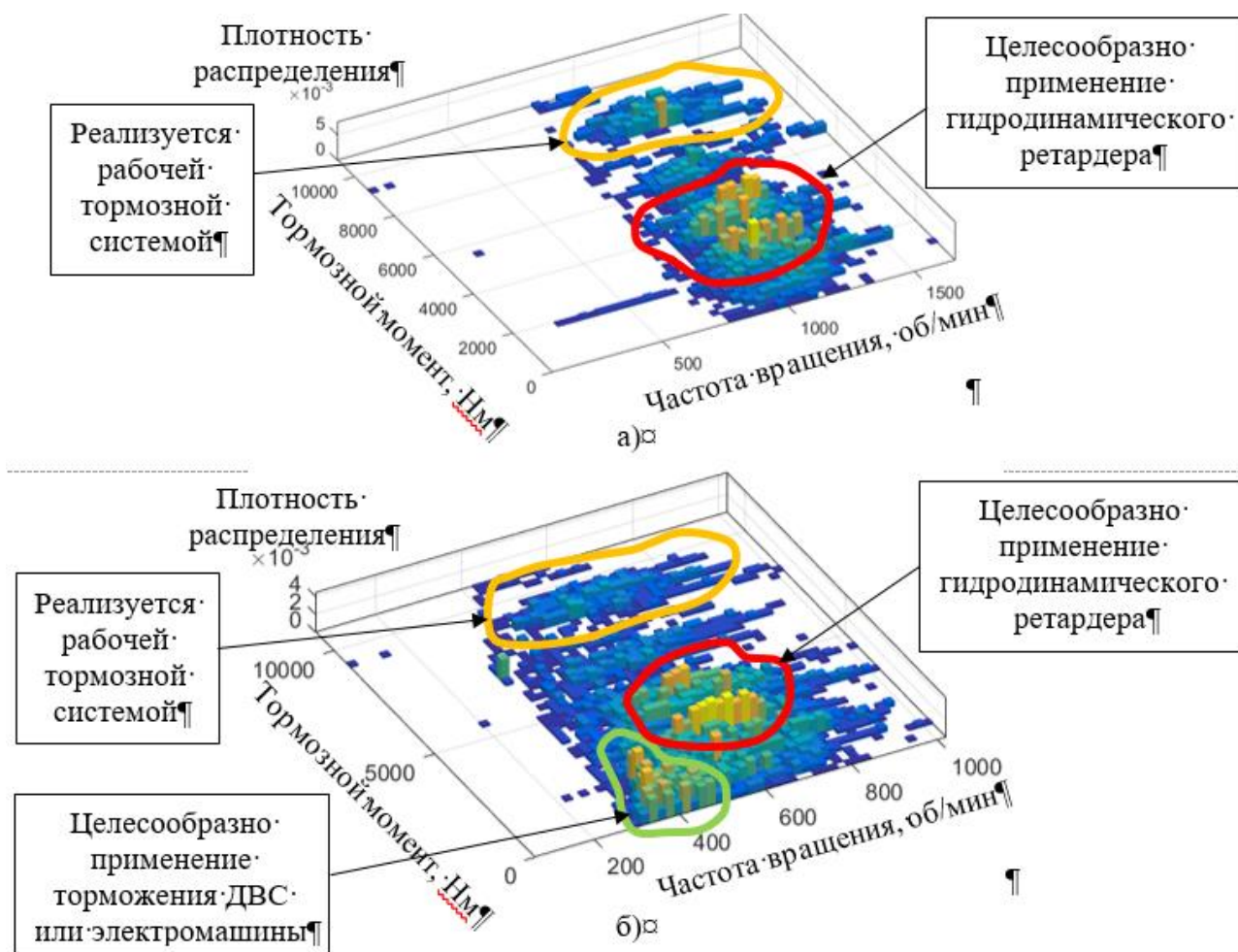


Рис. 4. Распределение режимов работы тормозной системы ВКМ при движении по холмистой трассе:

а) без учета ограничения на боковое ускорение;

б) с учетом ограничения на боковое ускорение ($a_y = 0,1g$) (приведены к выходному валу КП)

По полученным данным (рис. 3 и 4) видно, что в случае холмистого типа рельефа появились зоны с существенно большим тормозным моментом, который необходимо реализовывать за счет рабочей тормозной системы [13-15], так как ретардер, рассчитанный на такой режим работы, слишком громоздкий для применения на ВКМ. При этом зоны работы тормозов-замедлителей сохранили свое «положение» на гистограмме.

Таким образом, дальнейший синтез механических характеристик тормозов-замедлителей целесообразно проводить при помощи данных, полученных для случая равнинного типа рельефа.

С этой целью построены функции распределения потребной мощности тормозной системы $N_{\text{треб}} = M_{\text{треб}}^{\text{КП}} \omega_{\text{треб}}^{\text{КП}}$, а также крутящего момента на выходном валу КП, для рассматриваемых скоростных режимов движения: с учетом (рис. 2) и без учета (рис. 1) ограничения на боковое ускорение, исходя из физиологических возможностей человека (рис. 5 и 6).

По полученным данным можно заключить, что с вероятностью 95 % мощность, реализуемая тормозами-замедлителями, не превысит значения $N_{95\%}$, а момент на выходном валу КП – $M_{95\%}$. Указанные параметры применяются в качестве описания «внешней» характеристики износостойкой тормозной системы в целом.

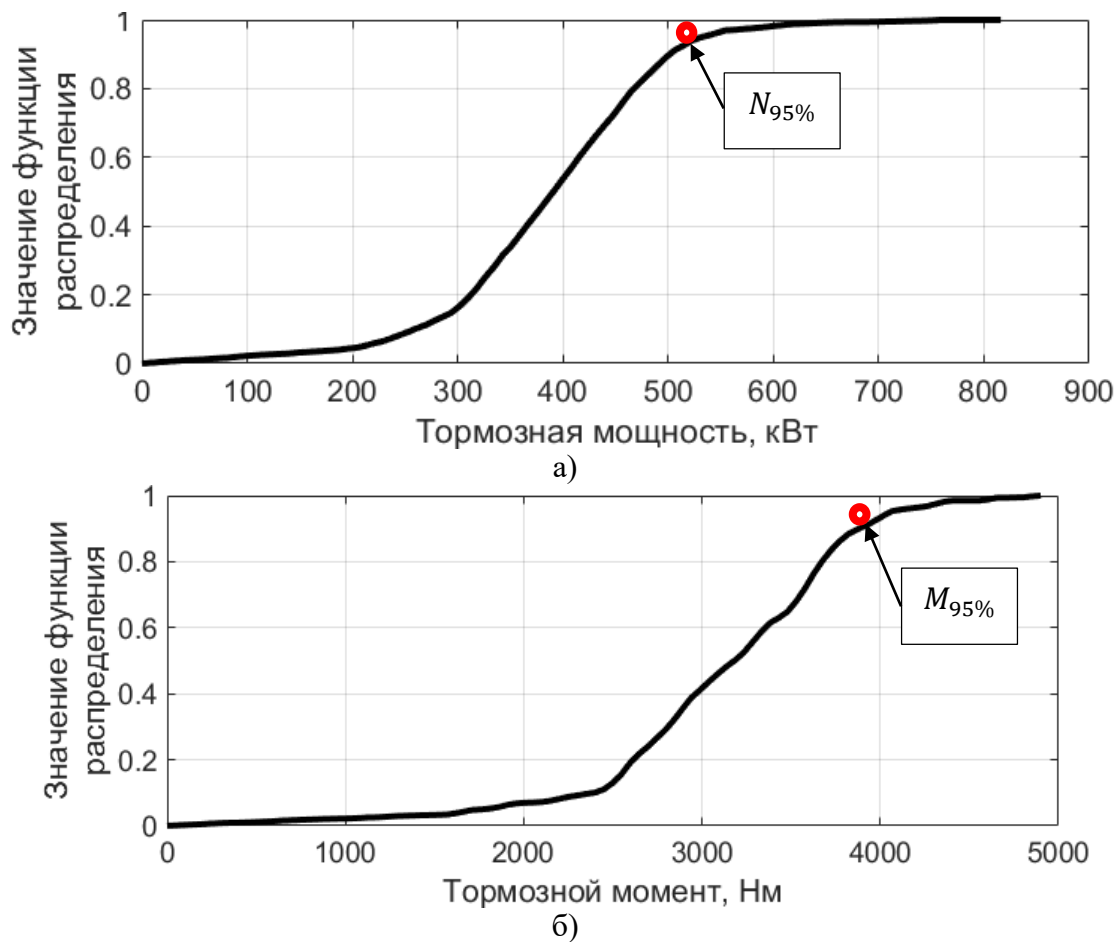


Рис. 5. Функции распределения параметров работы тормозной системы ВКМ без учета ограничения на боковое ускорение:

а) мощности;

б) тормозного момента (приведены к выходному валу КП)

Для выбора потребной мощности электромашин $N_{ЭМ}^{max}$, используемой в качестве тормоза-замедлителя, необходимо рассмотреть плотность и функцию распределения тормозной мощности для режима движения с учетом ограничения на боковое ускорение (2). Так как согласно рис. 3 именно в этом случае предполагается наиболее активное применение электромашин (рис. 6).

Функция плотности распределения имеет два явно выраженных максимума, первый из которых целесообразно «реализовать» электрической машиной, что позволит повысить энергоэффективность ВКМ, за счет запаса энергии торможения в накопителе электроэнергии с последующей ее реализацией при разгоне.

Кроме того, согласно рис. 6 (в) момент на выходном валу КП, который с вероятностью 95 % не будет превышен, соответствует той же величине $M_{95\%}$, что и в случае отсутствия ограничения на боковое ускорения (рис. 5 б). Представленный результат позволяет сделать вывод, что независимо от скоростного режима движения, для обеспечения заданного уровня замедления 1 м/с^2 тормозной момент, который необходимо обеспечить износостойкой системой замедления, составляет $M_{95\%}$ во всем диапазоне частот вращения выходного вала КП.

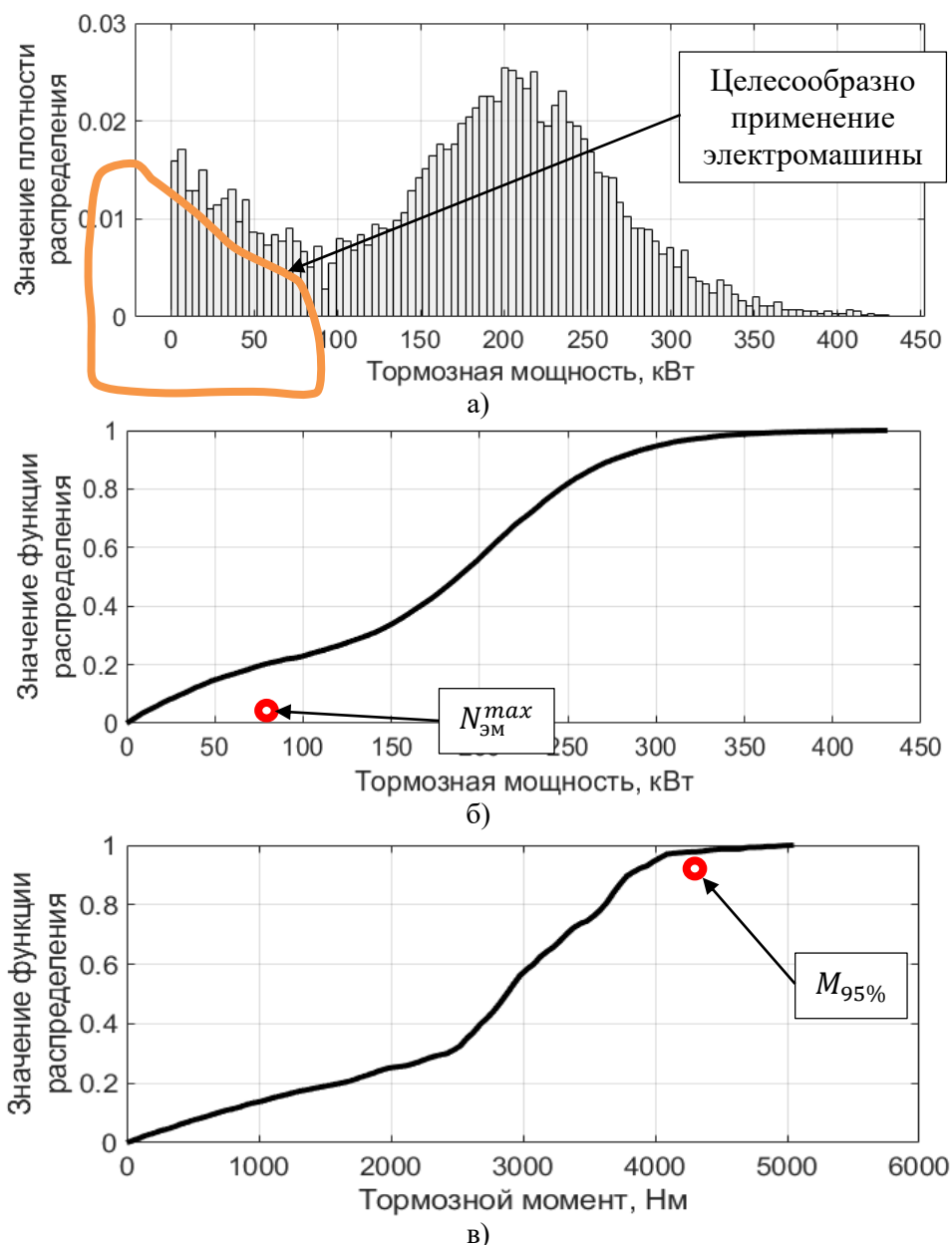


Рис. 6. Плотность (а) и функция распределения (б) реализованной мощности и функция распределения момента (в) тормозной системы ВКМ с учетом ограничения на боковое ускорение ($a_y = 0,1g$) (приведены к выходному валу КП)

На основании найденных потребных параметров износостойкой тормозной системы ($N_{95\%}, M_{95\%}$) и мощности электромшины $N_{ЭМ}^{max}$ можно выделить необходимые механические характеристики каждого узла системы.

В связи с тем, что двигатель выбирается исходя из требуемых характеристик машины в тяговом режиме (по результатам тягового расчета), для случая торможения его механическую характеристику можно считать заданной и определить конструктивными параметрами: рабочим объемом, диаметрами впускных/выпускных клапанов и т.д. В рамках проекторочного расчета целесообразно считать совместную характеристику двигателя внутреннего сгорания и коробки передач в тормозном режиме кривой постоянной мощности. Так, в качестве примера, примем, что мощность двигателя в тормозном режиме, приведенная к выходному валу КП, составляет 40 % от тяговой $N_{двс}^{maxT} = 6$ кВт/т, что соответствует применению «горного тормоза» [16] (удельная тяговая мощность 15 кВт/т).

При использовании в приводе ВКМ электромашины ее рационально расположить в схеме трансмиссии до коробки передач (по направлению потока мощности). Данное решение позволит расширить диапазон применения электромашин и обеспечить возможность движения на малой скорости с дополнительной электротягой. В связи с этим, схему трансмиссии рассматриваемой машины представим в виде (рис. 7). При этом совместную механическую характеристику электромашин и коробки передач допускается представить кривой постоянной мощности, соответствующей значению $N_{ЭМ}^{max}$.

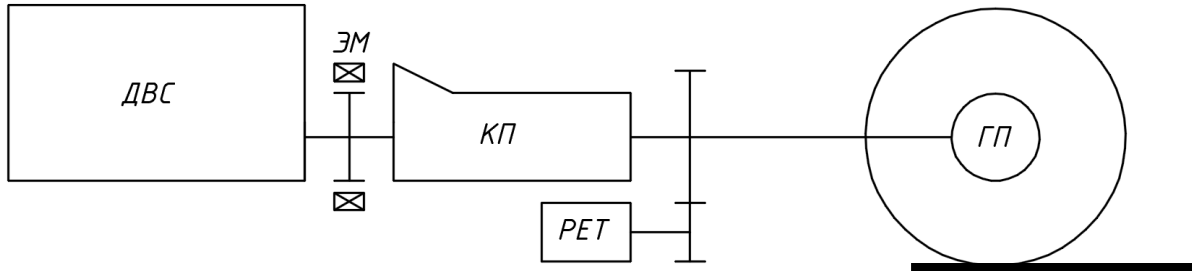


Рис. 7. Схема трансмиссии, рассматриваемой ВКМ:

ДВС – двигатель внутреннего сгорания; ЭМ – электромашин; КП – коробка передач;
РЕТ – ретардер (гидродинамический); ГП – главная передача

Таким образом, потребная механическая характеристика $M_{рет}(\omega^{кп})$ гидродинамического ретардера, приведенная к выходному валу КП, определяется разностью (характеристики всех узлов приведены к выходному валу КП, рис. 8) (4):

$$M_{рет}(\omega^{кп}) = M_{95\%} - M_{двс}(\omega^{кп}) - M_{эм}(\omega^{кп}), \quad (4)$$

где

$M_{двс}(\omega^{кп})$ – зависимость тормозного момента ДВС (приведенного к выходному валу КП) от угловой скорости вращения выходного вала КП;

$M_{эм}(\omega^{кп})$ – зависимость тормозного момента электромашин (приведенного к выходному валу КП) от угловой скорости вращения выходного вала КП.

Следующим этапом является получение внешней механической характеристики гидротормоза на основании потребной $M_{рет}(\omega)$. Механическая характеристика лопастного гидрозамедлителя при полном наполнении представляет из себя параболу, проходящую через точку $M_{рет}(0) = 0$ [17]. В связи с этим проточную часть гидродинамического ретардера необходимо проектировать таким образом, чтобы указанная парабола имела точку касания с потребной механической характеристикой гидрозамедлителя (рис. 9).

Область режимов работы, находящаяся под характеристикой гидротормоза при полном наполнении, обеспечивается за счет регулирования количества рабочей жидкости в лопастной части ретардера, то есть ограничение механической характеристики «справа» обусловлено не конструктивными решениями, а является результатом работы системы управления.

Так, в случае длительного режима работы гидротормоза, ограничением служит мощность теплоотдачи радиатора системы охлаждения. В случае несоблюдения этого условия, произойдет перегрев охлаждающей жидкости и, соответственно, двигателя. При этом для обеспечения максимальной эффективности использования гидродинамического ретардера необходимо мощность теплоотдачи радиатора обеспечить не менее (5):

$$N_{рад} = N_{95\%} - N_{двс}^{maxT} - N_{эм}^{max} \quad (4)$$

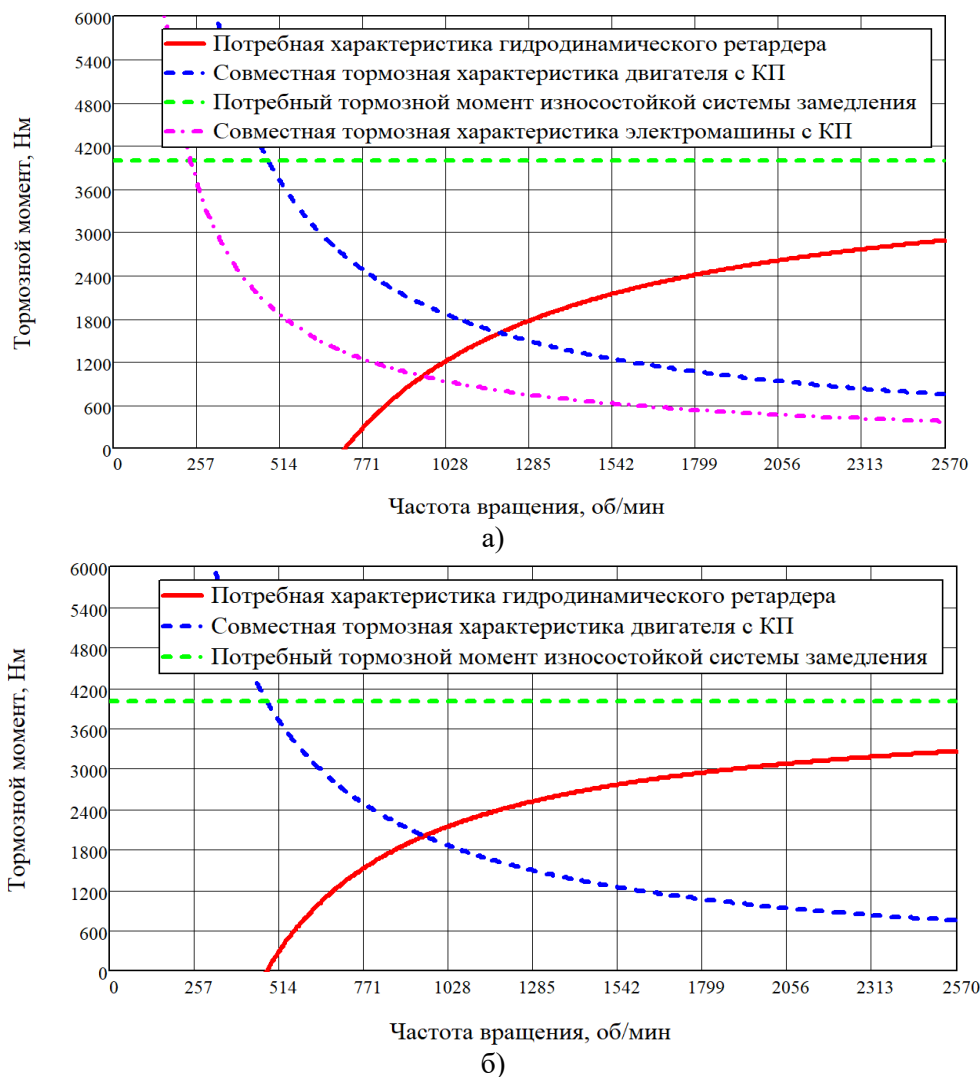


Рис. 8. Потребная механическая характеристика гидродинамического ретардера:

- а) в случае применение электромашин в трансмиссии;
- б) при отсутствии электромашин в трансмиссии

Поскольку в общем случае система охлаждения двигателя ВКМ характеризуется существенной тепловой инерционностью, при торможении возможно использовать значительно большую тормозную мощность гидродинамического ретардера (чем $N_{рад}$), но в течении непродолжительного промежутка времени. В этом случае ограничением механической характеристики гидротормоза «справа» служит предельная величина мощности $N_{рет}^{max}$, при которой не произойдет вскипания охлаждающей жидкости (ОЖ) при прохождении через ретардер (5). Вскипание ОЖ недопустимо, так как в этом случае существенно снижается плотность жидкости и, соответственно, реализуемый тормозной момент.

$$N_{рет}^{max} = c_{ж} \rho_{ж} Q_{ж} \Delta t, \tag{5}$$

$c_{ж}$ – теплоемкость рабочей жидкости при критической температуре;

$\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости при максимальной допустимой температуре;

$Q_{ж}$ – максимальный расход рабочей жидкости в системе охлаждения;

Δt – предельно допустимая разница температур ($\Delta t \approx 110\text{ C}^{\circ} - 90\text{ C}^{\circ} = 20\text{ C}^{\circ}$).

Таким образом, для функционального ограничения мощности гидродинамического ретардера целесообразно принять величину $N_{рет}^{max}$. При этом необходимо обеспечить возможность снижения нагрузки на гидротормоз в случае приближении температуры охлаждающей жидкости к критической ($\sim 110\text{ C}^{\circ}$). В связи с этим, внешнюю механическую характеристику гидротормоза можно получить в виде (рис. 9).

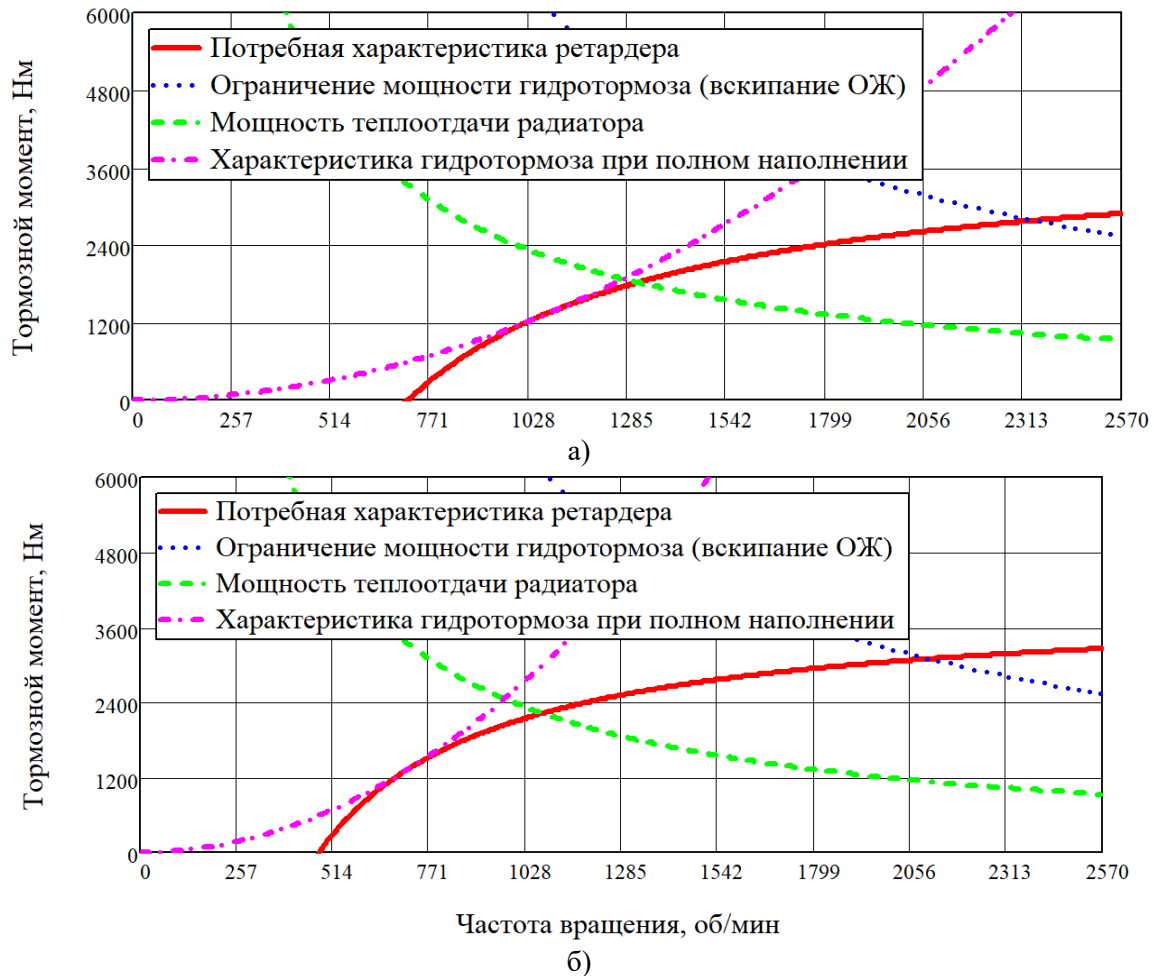


Рис. 9. Внешняя механическая характеристика гидродинамического ретардера:
 а) в случае применения электромашин в трансмиссии;
 б) в случае отсутствия электромашин в трансмиссии

Предлагаемый метод позволяет определить требуемые механические характеристики агрегатов износостойкой тормозной системы ВКМ: двигателя внутреннего сгорания (функционирующего в тормозном режиме), электромашин и ретардера, которые в комбинации обеспечивают заданный уровень замедления машины.

Библиографический список

1. **Котиев, Г.О.** Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Г.О., Котиев, Е.Б. Сарач. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
2. **Шалыгин, А.С.** Прикладные методы статистического моделирования / А.С. Шалыгин, Ю.И. Палагин. – Л.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
3. **Расщепляев, Ю.С.** Синтез моделей случайных процессов для исследования автоматических систем управления / Ю.С. Расщепляев, В.Н. Фандиенко. – М.: Энергия. 1981. – 145 с.
4. **Чернецкий, В.И.** Анализ точности систем управления / В.И. Чернецкий. – М., 1968. – 247 с.
5. Methods for road microprofile statistical data transformation / Evgeniy Sarach, George Kotiev and Sergey Beketov // MATEC Web of Conferences – 2018. V 224. article № 04009.
6. Estimating operation modes for the individual wheel electric drive of the all-wheel drive vehicle with the use of the driving simulator / Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 534 (2019) 012004.
7. **Тарасик, В.П.** Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – СПб: БВХ-Петербург, 2006. – 478 с.
8. **Кравец, В.Н.** Теория движения автомобиля / В.Н. Кравец. – Н. Новгород, 2014. – 696 с.

9. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение. 1972. – 392 с.
10. **Савочкин, В.А.** Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение. 1993. – 320 с.
11. **Косицын, Б.Б.** Метод определения энергоэффективного закона движения электробуса по городскому маршруту: дисс. ...канд. техн. наук: 05.05.03. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 165 с.
12. Torque Control of Switched Reluctance Drive in Generating Mode / Alexander Krasovsky, Elena Gorbunova, Mikhail Bychkov, Artem Fedorenko // 25th International Workshop on Electric Drives: Optimization in Control of Electric Drives (IWED), Moscow, Russia. Jan 31 – Feb 02, 2018.
13. Study of Friction and Wear Characteristics of the Friction Pair of Centrifugal Brake Rollers / A.L. Nosko, E.V. Safronov, V.A. Soloviev // Journal of Friction and Wear, 2018, Vol. 39, No. 2, pp. 145-151.
14. Generalized dynamic model of 'dry' friction units / Gekker, F.R. // Trenie i Iznos, Volume 19, Issue 2, March 1998, PP. 165-170.
15. Improvement of quality and tribological performance of transmission parts by electrochemical polishing / E.G. Yudin, V.A. Vartanyan, E.I. Vasilieva // Journal of Friction and Wear. V. 19(2). 1998, P. 81-86.
16. Heinz Heisler, Advanced Vehicle Technology. London: Butterworth-Heinemann. 2002, 656 p.
17. **Гапоян, Д.Т.** Автомобильные электродинамические тормоза замедлители / Д.Т. Гапоян, П. Илиев, 1972. – 95 с.

*Дата поступления
в редакцию: 14.10.2019*

G.O. Kotiev¹, I.F. Gumerov², A.A. Stadukhin¹, B.B. Kositsyn¹

DECELERATION SELECTION FOR HIGH-MOBILITY WHEELED VEHICLES WITH AUXILIARY BRAKE SYSTEMS

Bauman Moscow State Technical University¹
PAO Kamaz²

Introduction: When considering the driving modes of highly mobile-wheeled vehicles, it becomes obvious that the driver seeks to ensure a high speed of maneuvers. In this regard, the load on both the power plant and the brake system increases. With intensive changes in driving modes, the service brake system must dissipate a large amount of energy, which can lead to overheating of the actuators with a corresponding change (decrease) in the frictional properties of the friction pairs or increased wear, until the system fails.

Subject of research: The article deals with the method of determining the required level of deceleration of highly mobile-wheeled vehicles using a wear-resistant brake system, which allows increasing the average speed, significantly reduce the load on the service brake system and increase the life of friction elements.

Methodology and methods: the essence of the method is to form a high-speed mode of movement, close to the real operation of high-mobility wheeled vehicles, using statistical data on the routes. Thus, to describe the road-ground conditions when driving on the highway, the implementations of known random functions of external disturbances (curvature of the trajectory, coefficients of resistance to movement and interaction with the support surface) are used. In the formation of the flow regime are taken into account speed limits associated with stability, capacity, power plant, physiological characteristics of a person, as well as ongoing limit level of deceleration. Varying the limiting deceleration of the machine, the dependence of the average speed of the deceleration is determined. Because of the obtained data, such a required intensity of the machine speed reduction is determined, which is advisable to implement only at the expense of a wear-resistant brake system.

Results and scientific novelty: A method for determining the characteristics of wear-resistant braking system, characterized by the use of statistical data on road and ground conditions.

Practical significance: This method makes it possible to determine the characteristics of wear-resistant brake system units, ensuring the achievement of a given level of mobility of the machine.

Key words: wheeled vehicle, driving cycle, vehicle motion model, auxiliary brake system, retarders, deceleration.

НАШИ АВТОРЫ

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

Гаврилова Татьяна Ивановна – доцент
Волжского государственного университета
водного транспорта, канд. техн. наук;
tigavr@gmail.com

Ерофеева Анастасия Дмитриевна –
магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
erof.ad97@gmail.com

Неимушев Сергей Андреевич –
магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
srgynmv@gmail.com

Неимушева Любовь Ивановна –
магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
love23942@yandex.ru

Орлова Марина Михайловна – магистрант
НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
rein3369@gmail.com

Поселенов Евгений Николаевич – доцент
Волжского государственного университета
водного транспорта, канд. техн. наук;
epos@vgavt-nn.ru

Соколова Элеонора Станиславовна –
профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р
техн. наук;
essokolowa@gmail.com

Тимофеева Ольга Павловна – доцент
НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
optimofeeva@mail.ru

Тихонов Иван Александрович –
магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
ivan.a.tikhonov@ya.ru

Чиркова Маргарита Макаровна – про-
фессор Волжского государственного уни-
верситета водного транспорта, д-р техн.
наук;
chikova@vgavt-nn.ru

Чистякова Юлия Сергеевна – магистрант
НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
yuliya11155@mail.ru

Шагалова Полина Анатольевна –
старший преподаватель НГТУ
им. Р.Е. Алексеева;
polli-shagalova@yandex.ru

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ

Андреев Вячеслав Викторович – заведу-
ющий кафедрой, профессор НГТУ
им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
react@nntu.ru

Балуев Дмитрий Евгеньевич – ведущий
инженер-конструктор отдела физических и
теплогидравлических расчетов стационар-
ных реакторных установок АО «Опытное
конструкторское бюро машиностроения им.
И.И. Африкантова»;
nikanorov@okbm.nnov.ru

Бронников Сергей Владимирович – сту-
дент НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
freeman.org@yandex.ru

Диденко Денис Владимирович – инженер-
конструктор отдела физических и теплогид-
равлических расчетов стационарных реак-
торных установок АО «Опытное конструктор-
ское бюро машиностроения им.
И.И. Африкантова»;
nikanorov@okbm.nnov.ru

Ершова Мария Игоревна – студентка
НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
m.aria.1@mail.ru

Козин Алексей Владимирович –
начальник бюро отдела прочности АО
«Опытное конструкторское бюро
машиностроения им. И.И. Африкантова»;
vapanov@okbm.nnov.ru

Котин Андрей Валерьевич – инженер
НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
an.kotin@yandex.ru

Лапшин Денис Александрович – начальник бюро отдела прочности АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», канд. техн. наук;
lapshane@bk.ru

Легчанов Максим Александрович – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
legchanov@mail.ru

Малышева Надежда Николаевна – доцент Нижневартковского государственного университета; канд. техн. наук;
malyshevann@list.ru

Мамаев Александр Викторович – инженер НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
aleks_may@mail.ru

Никаноров Олег Леонидович – начальник бюро отдела физических и теплогидравлических расчетов стационарных реакторных установок АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», канд. техн. наук;
nikanorov@okbm.nnov.ru

Панов Владимир Александрович – начальник отдела прочности АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», д-р техн. наук;
varanov@okbm.nnov.ru

Пахомов Владимир Александрович – инженер-конструктор отдела прочности АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», канд. техн. наук;
varanov@okbm.nnov.ru

Рогожкин Сергей Александрович – начальник отдела физических и теплогидравлических расчетов стационарных реакторных установок АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», канд. техн. наук;
birbraer@okbm.nnov.ru

Рязанов Ренат Рамильевич – старший преподаватель НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
ryazanov.renat@gmail.com

Саляев Александр Васильевич – начальник бюро АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова»;
salyaev@okbm.nnov.ru

Соборнов Алексей Евгеньевич – старший преподаватель НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
wisestjedi@mail.ru

Солнцев Дмитрий Николаевич – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
dn.solntsev@yandex.ru

Третьяков Евгений Александрович – доцент Омского государственного университета путей сообщения, канд. техн. наук;
eugentr@mail.ru

Треушников Михаил Васильевич – магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
www.mor.ru@mail.ru

Усынина Светлана Германовна – ведущий инженер-конструктор АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», канд. техн. наук,
usynina@okbm.nnov.ru

Шепелев Сергей Федорович – главный конструктор АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова», канд. техн. наук;
shepelev@okbm.nnov.ru

Шилов Андрей Владимирович – инженер-конструктор 1 категории АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова»;
nickel2020@rambler.ru

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

Багичев Сергей Анатольевич – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
sergey.bagichev@gmail.com

Бутин Данила Александрович – инженер научно-исследовательской лаборатории НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
Butin91@yandex.ru

Беляков Владимир Викторович – профессор, начальник Управления научно-исследовательских работ НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
belyakov@nntu.ru

Вахидов Умар Шахидович – зав. кафедрой «Строительные и дорожные машины» НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
umar-vahidov@mail.ru

Горелов Василий Александрович – профессор, заведующий кафедрой Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
gvas@mail.ru

Гумеров Ирек Флорович – заместитель генерального директора ОАО «КАМАЗ», канд. техн. наук;
gumerov@kamaz.ru

Жилейкин Михаил Михайлович – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
Jileykin_m@mail.ru

Ерасов Игорь Александрович – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
ngtu-cdm@mail.ru

Колтунов Владимир Андреевич – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
pfntu@mail.ru

Косицын Борис Борисович – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
kositsyn_b@bmstu.ru

Котиев Георгий Олегович – профессор, заведующий кафедрой Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
kotievgo@yandex.ru

Мокеров Дмитрий Сергеевич – старший преподаватель НГПУ им. К. Минина;
mokerov90@bk.ru

Молев Юрий Игоревич – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
moleff@yandex.ru

Орлов Лев Николаевич – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
Lev.n.orlov@mail.ru

Скотников Глеб Игоревич – аспирант Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана;
skotnikov.g@yandex.ru

Стадухин Антон Алексеевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
ant.m9@yandex.ru

Тумасов Антон Владимирович – директор Института транспортных систем НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
anton.tumasov@gmail.com

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО НАПИСАНИЮ РЕФЕРАТОВ НА АНГЛИЙСКОМ ЯЗЫКЕ

Авторский реферат на английском языке должен быть понятен без ссылки на саму статью. Это краткое точное изложение содержания представленной к публикации статьи, отражающее предмет, цели и задачи работы, актуальность, постановку проблемы, вариант ее решения, сферу применения. Объем: не менее 10 строк (100-250 слов ~ 850 знаков). Реферат статьи может также включать краткое описание концептуальных основ и методологии работы, перспектив дальнейших исследований.

Сведения, содержащиеся в заглавии статьи, не должны воспроизводиться повторно в тексте реферата. Следует применять терминологию, характерную для иностранных специальных текстов, избегать терминов, являющихся «калькой» русскоязычных слов. Рекомендуется использование слов «следовательно», «более того», «например», «в результате» (consequently, moreover, for example, the benefits of this study, as a result). Необходимо использовать активный, а не пассивный залог, т.е. «The study tested», но не «It was tested in the study».

Образец: авторское резюме из International Journal of Operations & Production Management. V. 22. N 8.

B. Meijboom, M. Houtepens

STRUCTURING INTERNATIONAL SERVICE OPERATIONS: A THEORETICAL FRAMEWORK AND A CASE STUDY IN THE IT-SECTOR

The title of organization

Purpose: The specific challenges with which companies pursuing international manufacturing strategies are faced, if their output also contains a service dimension, are addressed.

Design/methodology/approach: A theoretical framework is proposed based on three virtually complementary perspectives by integrating international production, demand, and contemporary ICT-based theory. Subsequently, an exploratory case study in a pure service environment is described that illustrates the value of the framework.

Findings: It is possible, for example, to apply the theoretical framework to case studies in internationally-operating companies delivering a mix of goods and services.

Research limitations/implications: The present study provides a starting-point for further research in the international manufacturing sector.

Originality/value: Moreover, the framework has proven to be useful in improving the European structure of the case company. This is a notable and promising side-effect of the exploratory study, at least from a managerial point of view.

Key words: multinationals, service operations, location, decision making, case studies.

ПРИНИМАЕМ В ПЕЧАТЬ НАУЧНЫЕ СТАТЬИ В ЖУРНАЛ «ТРУДЫ НГТУ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

Адрес редакции: 603950, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, ауд. 1363-3

Телефон: 8(920)00-37-877

E-mail: rsl@nntu.ru

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЕЙ, НАПРАВЛЯЕМЫХ В РЕДАКЦИЮ

- В редакцию направляются **два печатных экземпляра** статьи и комплекты сопроводительной документации: бумажный и электронный.
- Рекомендуемый объем статьи не превышает 15 страниц текста и 4–6 рисунков. Все страницы должны быть пронумерованы. Минимальное количество страниц – 7; **минимальный объем статьи – 0,5 п.л.**
- **Статью необходимо сопроводить** актом и протоколом экспортного контроля, экспертным заключением о возможности открытого опубликования, выпиской из заседания кафедры, рекомендующей статью к опубликованию.
- **Печатные экземпляры** статей должны быть подписаны всеми авторами.
- **Первая страница** статьи должна содержать следующую информацию: УДК (код по универсальному десятичному классификатору); инициалы и фамилии авторов (в порядке, отражающим их авторский вклад); название статьи; место работы всех авторов (полное название организации, город); аннотацию (не менее 150 слов), ключевые слова (не менее 10).
- Изложение материала должно быть логически выстроенным. **Тематическая направленность** представленного исследования должна **строго соответствовать рубрике журнала**. Рекомендуется следующая структура статьи: вводная часть с обоснованием необходимости и изложением цели работы, теоретический анализ, методика, экспериментальная часть, результаты и выводы (не более 0,5 страницы), **библиографический список, содержащий только цитируемые или рассматриваемые в тексте работы**. Ссылки нумеруются в порядке цитирования. Рекомендуется **ограничить самоцитирование** тремя пунктами.
- Статья должна завершаться **информацией на английском языке**: инициалы и фамилии авторов, тема, названия организаций, в которых работают авторы, реферат и ключевые слова.
- К статье необходимо **приложить файл с информацией об авторах** на русском языке: ФИО (полностью), место работы, должность, ученая степень и звание, e-mail.
- Текст набирается через один интервал 12 кеглем. Сноски и примечания 10 кеглем. Поля: левое, правое и нижнее – 20 мм, верхнее – 25 мм. Переносы не допускаются. Используется формат **Word for Windows** и стандартные шрифты **Times New Roman** и **Symbol**.
- Формульные выражения выполняют строго в редакторе MS Equation 3-12 кегль. Размерность физических величин должна соответствовать системе СИ.
- Сокращение слов, кроме общепринятых, не допускается. Использованию аббревиатур должна предшествовать их расшифровка.
- Таблицы (11 кегль жирный) должны иметь названия, их следует располагать по тексту статьи, ссылки на таблицы: (табл. 1).
- Диаграммы выполняются в формате Excel.
- Графический материал (**только в черно-белом изображении**) должен быть четким и не требовать перерисовки. Изображения выполняются в формате **jpg** или **tif** с разрешением 300 **dpi**. Рисунки выполняются по ГОСТ, подрисовочная подпись 11 жирный кегль, ссылки на рисунки: (рис. 1).

Образец оформления статьи:
<https://www.nntu.ru/content/nauka/zhurnal-trudy-ngtu-im-r-e-alekseeva>

**РУКОПИСИ И СОПРОВОДИТЕЛЬНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ
ПРИНИМАЮТСЯ ПО СЛЕДУЮЩИМ АДРЕСАМ:**

05.05.03 Колесные и гусеничные машины

Владимир Сергеевич Макаров: vladimir.makarov@nntu.ru

**05.13.01 Системный анализ, управление и обработка информации
05.13.17 Теоретические основы информатики**

Валерий Павлович Хранилов: hranilov@nntu.ru

05.14.02 Электрические станции и электроэнергетические системы

Евгений Викторович Бычков: fae_nir@nntu.ru

**05.14.03 Ядерные энергетические установки, включая проектирование,
эксплуатацию и выход из эксплуатации**

Максим Александрович Легчанов: legchanov@nntu.ru

16+

**ТРУДЫ НГТУ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА**

№ 1 (128)

Ответственный редактор: **В.И. Казакова**
Технические редакторы: **М.В. Прохорова, А.В. Крылова**

Редакция:
603950, Нижний Новгород, ул. Минина, д. 24.
rsl@nntu.ru
Свободная цена

Подписано в печать: 09.03.2020. Дата выхода в свет 25.03.2020. Формат 60x84 ¹/₈.
Бумага офсетная. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 10,00. Тираж 300 экз. Заказ .

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева.
Типография НГТУ.

Адрес университета и полиграфического предприятия:
603950, Нижний Новгород, ул. Минина, 24.

Индекс 44757
Объединенный каталог «Пресса России»

Свидетельство о регистрации
периодического печатного издания
ПИ № ФС 77-56417 от 11 декабря 2013