

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 (124)

Нижний Новгород 2019

УДК 050(06)
ББК 9я54
Т 78

Т 78 Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2019.
№1(124). – 234 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, 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: теории, технологии, производство»

В.И. Казакова (отв. редактор выпуска)

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

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

ЧЛЕНЫ РЕДАКЦИОННОГО СОВЕТА

<i>Пелиновский Дмитрий Ефимович</i>	PhD, проф. математики, Университет Мак Мастер, Гамильтон, Онтарио, Канада
<i>Палкович Ласло</i>	Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия
<i>Варлаки Петер</i>	Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия
<i>Виджай Кумар Чакка</i>	PhD, проф., Университет Шив Надар, Индия
<i>Ялчинер Ахмет</i>	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, 2019

**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 (124)

Nizhny Novgorod 2019

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, 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)

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
Бабанов Н.Ю., Жоров С.В. Применение методов системного анализа для совершенствования процессов контроля и управления работоспособностью технологических объектов	9
Белов Р.В., Кляпнев Д.А., Огородников К.О. Метод снижения вычислительной сложности ансцентного фильтра Калмана	17
Козырев О.Р., Морозовская Т.Д., Обыденнова С.Ю., Шамин Р.В., Шмелева А.Г., Шермадини М.В. Конечно-автоматное моделирование инвестиционных процессов	24
Кочешков А.А. Оценивание возмущений в дискретных стохастических системах	30
Малиновский И.В. Анализ и практическая применимость оценки состояния интегрированной логистической поддержки изделий на основе современных требований	37
Никулин Е.А. Компьютерное исследование броуновского движения на основе статистического и фрактального анализа	45
Рядчиков И.В., Гусев А.А., Сеченев С.И., Никульчев Е.В. Генетический алгоритм поиска параметров ПИД-регуляторов системы стабилизации шагающего робота	52
Шамин Р.В., Шмелева А.Г., Шермадини М.В., Юсупов Э.Б., Обыденнова С.Ю., Морозовская Т.Д. Количественная оценка эффективности инноваций	61
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ	67
Балуев Д.Е., Никаноров О.Л., Рогожкин С.А., Шепелев С.Ф. Экспериментальные и расчетные исследования обратного клапана с шаровым запирающим элементом	67
Безносов А.В., Львов А.В., Волков Н.С., Лукичев Н.С., Менская К.В., Боков П.А., Бокова Т.А., Новинский Э.Г., Маров А.Р. Экспериментальные исследования зависимостей характеристик осевых насосов, перекачивающий свинцовый теплоноситель, от геометрии выходного участка лопаток решеток профилей рабочего колеса	74
Бесчеров Д.Е., Большухин М.А., Козин А.В., Лебедев В.В., Панов В.А., Пахомов В.А., Свешников Д.Н., Шишулин Д.Н., Легчанов М.А., Рязанов Р.Р. Верификация методики расчета усталостной прочности оборудования реакторных установок при нестационарных термоциклических нагрузках	81
Аношкин Ю.И., Добров А.А., Легчанов М.А., Субарев М.А., Хробостов А.Е. Экспериментальные исследования гидравлического сопротивления пористых вставок из упруго-пористого проволочного материала в канале круглого сечения	92
Кайнова А.В., Сухарев Ю.П., Власичев Г.Н. Расчетное обоснование нейтронно-физических характеристик реактора малой мощности без активного теплоотвода	100
Калинин Е.В., Чивенков А.И. Физическая модель потерь в стыках шихтованных сердечников	109
Маслеева О.В., Агальцова Т.А., Эрдили Н.И. Экологическая и экономическая оценка жизненного цикла традиционных источников энергии и биоэнергетики	119
Хватов О.С., Дарьенков А.Б., Кобяков Д.С., Кшталтный Н.И., Юрлов М.Е. Моделирование переходных процессов в дизель-генераторной установке переменной частоты вращения с буферным накопителем энергии	130
МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО	138
Алябьев А.Ф., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Котов А.А. Влияние шага грунтозацепов на тяговые свойства гусеничного движителя	138

Дьяков А.С. Научные методы разработки ходовых систем высокоподвижных безэкипажных наземных транспортных средств	146
Дубин Д.А., Наказной О.А., Неверов В.А. Оценка влияния отказов подвесок индивидуальной системы поддрессоривания на среднюю скорость движения быстроходной гусеничной машины	160
Дмитриев П.Е., Манянин С.Е., Палутин Ю.И., Слюсарев А.С. К определению крутильных динамических нагрузок, действующих в трансмиссии при движении колеса по неровной дороге	168
Жилейкин М.М., Захаров А.Ю., Панышин М.В. Экспериментальное определение характеристик деформируемого опорного основания в полевых условиях	175
Карташевич А.Н., Плотников С.А., Смольников М.В., Бажан П.И., Миронов А.А. Оптимизация системы топливоподачи тракторного дизеля для работы на топливах с добавками этанола	186
Папунин А.В., Макаров В.С., Беляков В.В. Модель преодоления разрушаемого рва многоосной колесной машиной	194
Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н., Миронов А.А. Исследование экономической эффективности от снижения токсичности дизеля 4ЧН 11,0/12,5 путем применения рапсового масла	204
Уваров А.И. Определение длины шейки в растягиваемом круглом металлическом образце для расчетной оценки удельной энергоемкости материала	210
НАШИ АВТОРЫ	226

CONTENTS

INFORMATICS AND MANAGEMENT IN TECHNICAL AND SOCIAL SYSTEMS	9
Babanov N.Yu., Zhorov S.V. Application of methods of system analysis for process improvement control and health management of technological object	9
Belov R.V., Klyapnev D.A., Ogorodnikov K.O. Computational complexity reducing method in application of unscented Kalman filter	17
Kozyrev O.R., Morozovskaya T.D., Obydenova S.Yu., Shamin R.V., Shmeleva A.G., Shermadini M.V. Innovation effectiveness quantitative assessment	24
Kocheschkov A.A. Estimation of perturbations in discrete stochastic system	30
Malinovsky I.V. The practical analysis and applicability assessment of integrated logistics support products, on the basis of modern requirement	37
Nikulin E.A. Computer investigation of the brown movement by means of statistical and fractal analysis	45
Ryadchikov I.V., Gusev A.A., Sechenev S.I., Nikulchev E.V. Genetic algorithm for search PID-controllers parameters of a walking robot stabilization	52
Shamin R.V., Shmeleva A.G., Shermadini M.V., Yusupov E.B., Obydenova S.Yu., Morozovskaya T.D. Innovation effectiveness quantitative assessment	61
ENERGY SYSTEMS AND COMPLEXES	67
Baluev D.E., Nikanorov O.L., Rogozhkin S.A., Shepelev S.F. The experimental and design studies examinations on a check valve with a ball locking element	67
Beznosov A.V., Lvov A.V., Volkov N.S., Lukichev N.S., Menskaya K.V., Bokov P.A., Bokova T.A., Novinsky E.G., Marov A.R. Experimental studies of the dependencies of the characteristics of axial pumps, pumping lead coolant, on the geometry of the output section of the blades of the impeller profiles gratings	74
Bescherov D.E., Bolshukhin M.A., Kozin A.V., Lebedev V.V., Panov V.A., Pakhomov V.A., Sveshnikov D.N., Shishulin D.N., Legchanov M.A., Ryazapov R.R. Verification of fatigue strength calculation methodology of reactor unit equipment under non-stationary cyclic loads	81
Anoshkin Yu.I., Dobrov A.A., Legchanov M.A., Subarev M.A., Khrobostov A.E. Experimental study of hydraulic resistance of porous material made of spiral wire in round channel..	92
Kainova A.V., Sukharev Yu.P., Vlasichev G.N. Numerical justification for neutron and physical parameters of low power reactor without active heat recovery	100
Kalinin E. V., Chivencov A. I. Physical model of losses at joints of charge cores	109
Masleeva O.V., Agaltsova T.A., Erdili N.I. Ecological and economic assessment of the life cycle of traditional energy sources and bioenergy	119
Khvatov O.S., Darienkov A.B., Kobayakov D.S., Kshtaltny N.I., Yurlov M.E. Simulation of transition processes in diesel-generator set of variable speed with buffer energy storage	130
MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT: THEORY, TECHNOLOGY, PRODUCTION	138
Alyabiev A.F., Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., Kotov A.A. The influence of the step of the cleats on traction caterpillar tracks	138
Diakov A.S. Scientific methods for the development of the running systems of high-mobile uncompended ground vehicles	146
Dubin D.A., Nakaznoi O.A., Neverov V.A. Analysis of the suspension failure impact on the tracked vehicle speed	160

Dmitriev P.E., Manyanin S.E., Palutin Y.I., Slusarev A.S. On the issue of determination of torsional dynamic wheel loads, acting in transmission on the rough road	168
Zhileykin M.M., Zakharov A.J., Panshin M.V. Experimental characterization of deformed substructure in the field	175
Kartashevich A.N., Plotnikov S.A., Smolnikov M.V., Bazhan P.I., Mironov A.A. Optimization of system submission of fuel of the tractor diesel engine for work on fuels with additives of ethanol	186
Papunin A.V., Makarov V.S., Belyakov V.V. Model of overcoming a destructive ditch by a multi-wheeled vehicles	194
Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Cheremisinov P.N., Mironov A.A. Research of economic efficiency from reduction in toxicity of the diesel engine 4ЧН 11,0/12,5 by application rape seed oil	204
Uvarov A.I. Determination of the neck length in a tensile round metal specimen for the calculated assessment of the specific energy absorption of the material	210
AUTHORS	226

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

УДК 005

Н.Ю. Бабанов¹, С.В. Жоров²

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТЬЮ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹,
ООО «Газпром трансгаз Сургут»²

В последние десятилетия в связи с широким распространением автоматизированных и информационных технологий на предприятиях стали внедряться новые элементы в виде систем автоматического управления, информационно-управляющих систем и автоматизированных систем управления технологическим процессом (АСУТП). Они позволили повысить эффективность управления оборудованием и персоналом, но в то же время изменили общепринятую структуру управления промышленным объектом, внося новые связи и взаимодействия между элементами. Кроме того, являясь частью многоуровневой системы, эти элементы сами также нуждаются в контроле и управлении. В статье приведены исследования промышленных объектов с применением системного анализа и предложены методы совершенствования процессов контроля и управления работоспособностью технологических объектов.

Ключевые слова: системный анализ, метод, работоспособность, управление, декомпозиция, объектная база данных, формализация, нештатное событие, автоматизированная система, технологический объект.

Согласно одному из определений системы, она представляет собой средство достижения цели. Промышленное предприятие также по своей сути является средством достижения некоторой цели по обеспечению выполнения технологического процесса. Задача совершенствования промышленных предприятий всегда остается одной из наиболее приоритетных направлений прикладных научных исследований, и для этих целей, на наш взгляд, наиболее предпочтительно использование системного анализа как основного инструмента для решения существующей проблемы в соответствии с поставленными задачами.

Согласно теории академика В.М. Глушкова, наше общество в настоящее время находится в стадии преодоления второго информационного барьера, происходящего при этом очень высокими темпами [1]. Изначально управление и непосредственно работа выполнялись одними и теми же людьми. Но с повышением сложности выполняемых задач появился первый информационный барьер, который ограничивался пропускной способностью отдельного человека как системы управления (2-4 бит/с). Его преодоление произошло благодаря введению торгово-денежных отношений и внедрению иерархического принципа управления. В соответствии с данным принципом появилось лицо, принимающее решение (ЛПР), и группа подчиненных лиц, отвечающих за отдельные функции объектов управления. Второй информационный барьер возник, когда суммарная сложность задач по управлению объектом, состоящих из i человек и j средств, стала выше способности систем по переработке информации. Причиной такого кризиса оказывается невозможность даже множеством людей охватить все проблемы управления хозяйством. В 1930-х гг. для решения проблем управления в нашей стране требовалось производить порядка 10^{14} млн математических операций в год; в середине 1970-х гг. –

уже примерно 10^{16} млн. Поскольку один человек без помощи техники способен произвести в среднем 1 млн операций в год, необходимо около 10 млрд человек для того, чтобы экономика оставалась хорошо управляемой. Для преодоления второго информационного барьера был выбран принципиально другой путь: автоматизация всех информационных процессов, сетевые технологии и телекоммуникация, интернет.

Задача совершенствования промышленного предприятия в современных условиях развития заключается в оптимальном синтезе автоматизированных систем с организационным управлением: при имеющейся системе и множестве внешних воздействий необходимо построить систему управления в соответствии с требуемыми критериями качества [2]. Информационно-управляющие, автоматизированные и автоматические системы сами по себе являются многокомпонентными системами со сложной структурой, включающими в себя большое количество элементов: программное обеспечение, системное оборудование, информационно-управляющие каналы, коммуникационное оборудование и т. п. [3, 4]. Конечной целью системного анализа является разрешение проблемной ситуации, возникшей перед объектом проводимого системного исследования (конкретная организация, коллектив, предприятие, отдельный регион, социальная структура и т. п.) Решение проблемы определяется как деятельность, которая сохраняет или улучшает характеристики системы. Система рассматривается как средство, с помощью которого решается проблема [5]. Сохранение или улучшение систем производится введением изменений, повышающих эффективность использования ресурсов, в качестве которых выступают люди, материалы, оборудование, устройства, капитал и время.

В соответствии с принципами системного анализа [6], необходимо изучить проблемную ситуацию, выяснить причины, выработать варианты ее устранения, принять решение и организовать дальнейшее функционирование системы. На начальном этапе любого системного исследования предполагается изучить объект проводимого системного анализа с последующей его формализацией. Применительно к промышленным предприятиям, для достижения целей управления работоспособности технологических объектов в рамках системного анализа решается двойная задача. С одной стороны, необходимо формализовать непосредственно предприятие как объект системного исследования; с другой – формализации подлежат процесс исследования, процесс постановки и решения проблемы. На первом этапе требуется осуществить формализованное описание технологического объекта. При этом решаются задачи формализованного описания как статической составляющей системы (итогом может стать некоторая объектная база данных), так и ее поведения во времени (динамические аспекты, которые отражают функционирование системы, например, в виде математической модели). Следующим шагом необходимо формализовать сам процесс управления работоспособностью технологического объекта.

Составными частями процесса управления работоспособностью являются методы анализа состояния объекта для выявления сбоев технологического оборудования и методы по совершенствованию процессов их устранения, в том числе – разработка процедур прогнозирования и принятия в системах технического обслуживания и ремонта [7]. Развитие техники достигло в настоящее время такого уровня, при котором создание просто работоспособного технологического процесса само по себе уже не всегда удовлетворяет требованиям ведущих отраслей промышленности. В ходе реализации промышленных проектов необходимо обеспечить наилучшие показатели по ряду характеристик надежности, управляемости и восстанавливаемости систем после сбоев при сохранении всех остальных требований в заданных пределах. Таким образом, практика предъявляет требования создания не просто работоспособного предприятия, а оптимального объекта. При организации функционирования предприятия формулируются требования по максимизации эффективности его деятельности, надежности работы оборудования, оптимизации стратегий обслуживания систем, распределения ресурсов и т. п. [8].

Первым шагом проведения исследования системы является ее декомпозиция на составляющие элементы. В связи с тем, что технологический объект состоит из большого количества

составляющих элементов и их взаимодействий, декомпозиция такого объекта и формальное описание является достаточно сложным и трудоемким процессом. Для решения данной задачи одним из наиболее эффективных методов является создание объектно-ориентированной базы данных, в которой, согласно «золотым правилам» [9], должны быть отражены следующие составляющие:

- объекты, представляющие собой информационное отображение конкретных технологических объектов промышленного предприятия;
- классы объектов, совокупности объектов с общими свойствами (атрибутами);
- иерархии объектов, описание подчиненности объектов (иерархии необходимы для представления структуры данных для различных прикладных задач, работающих с объектами);
- атрибуты – характеристики объекта в рамках его класса, которые содержат в том числе топологию и связи со смежными объектами;
- параметры – динамические характеристики объектов, отображающие их текущее состояние.

Преимущество такого подхода заключается в том, что объектная база данных содержит не только перечень элементов, но и их иерархию подчинения, в ней проведены объединения объектов в классы, определены атрибуты и параметры объектов, по которым возможно судить об их характеристиках и текущем состоянии. Такая база позволяет однозначно формализовать технологические объекты промышленного предприятия с частичной формализацией организационных структур в виде определения взаимодействий территориальных подразделений [8]. В дальнейшем для детальной формализации технологического объекта на объектной базе данных возможна реализация математических, статистических и имитационных моделей.

Как уже говорилось ранее, помимо формализации самого объекта, необходимо определить процессы управления внутри промышленного предприятия. Для решения данной задачи и определения ее целесообразности обратимся к теории управления систем. Основными ее задачами являются: синтез параметров и структуры объекта управления, синтез параметров и структуры управляющей системы, синтез параметров и структуры системы связи. Единых методов решения перечисленных задач для всех типов систем на данный момент не существует. Однако для всех типов систем с управлением признается существование ряда аксиом и принципов управления, знание которых позволяет квалифицированно решать задачи управления: наличие наблюдаемости объекта управления, наличие управляемости, наличие цели управления, свобода выбора управляющих воздействий, наличие критерия эффективности управления, наличие ресурсов [6].

Задача управления заключается в ограничении разнообразия состояний управляемого объекта. Энтропия объекта управления должна стремиться к нулю $H(Y) = 0$. В этом случае неопределенность в части нахождения состояний объекта управления в управляющей системе должна полностью отсутствовать. Это означает, что объект управления находится в строго определенном состоянии с вероятностью, равной единице. Предположим, что управляемый объект имеет некоторый показатель качества y^l и может находиться в n состояниях $y_1^l, y_2^l, \dots, y_n^l$ с вероятностями $p(y_1^l), p(y_2^l), \dots, p(y_n^l)$. В этом случае сообщение Y о том, в каком из состояний находится объект в системе с полной информацией, будет содержать количество информации, равное его энтропии:

$$H(Y) = -\sum_{i=1}^n p(y_i^l) \log_2 p(y_i^l). \quad (1)$$

Для оценки состояния объекта, характеризуемого m показателями качества y^j , необходимо просуммировать также и по $j, j=1, 2, \dots, m$.

Энтропия $H(Y)$ – мера первоначальной неопределенности состояния объекта управления. Чем больше количество различных состояний объекта, тем меньше отличаются друг от друга их вероятности и тем больше энтропия объекта управления. При n равновероятных состояниях $p_i = \frac{1}{n}$ значение энтропии максимально: $H(Y)_{max} = \log_2 n$.

Полученная информация об объекте управления снижает неопределенность его состояния для управляющей системы. Количество взаимной информации в сообщениях, предназначенных для уточнения состояния (уменьшения энтропии) объекта управления, определяют как разность:

$$I(Y, Y') = H(Y) - H(Y, Y'), \quad (2)$$

где $H(Y, Y')$ – условная энтропия объекта после получения сообщения Y' .

Если полученное сообщение полностью характеризует состояние объекта, то оно полностью снимает неопределенность ($H(Y/Y') = 0$) и несет количество информации, равное $H(Y)$.

Теория информации утверждает, что количество информации обладает двумя важными свойствами: положительностью и симметричностью. Первое свойство говорит о том, что количество информации всегда больше или равно нулю ($I \geq 0$). Согласно второму свойству, количество взаимной информации $I(A, B)$, которое содержит принятое сообщение о посланном, равно количеству взаимной информации $I(B, A)$, которое содержит посланное сообщение о принятом $I(A, B) = I(B, A)$. Данные характеристики информации делают возможным проведение анализа управляющих воздействий относительно их соответствия состояниям управляемого объекта, или, по-другому, определение предела управления.

Предположим, что существует система с управлением, в которой решается задача стабилизации – поддержание заданного состояния при случайных воздействиях внешней среды. Система описывается множеством возможных состояний объекта управления $Y = \{y_i\}, i = 1, 2, \dots, n$, и множеством возможных управляющих воздействий $X = \{x_j\}, j = 1, 2, \dots, m$.

Чтобы определить пределы управления, рассмотрим три возможных варианта:

- 1) отсутствие управления;
- 2) идеальное управление (управление с полной информацией);
- 3) реальное управление (управление с неполной информацией).

1. *Отсутствие управления.* При отсутствии управления управляемый объект может принимать любое из состояний Y и обладает максимальной энтропией:

$$H(Y) = -\sum_{i=1}^n p(y_i) \log_2 p(y_i) = H(Y)_{max} \quad (3)$$

2. *Идеальное управление.* При идеальном управлении управляемый объект будет всегда находиться в заданном состоянии с вероятностью, равной единице, соответственно, энтропия управляемого объекта равна нулю. Пусть для заданной системы при условии воздействий X вероятность первого состояния $p(y_1) = 1$, а вероятности остальных состояний $-\sum_{i=2}^n p(y_i) = 0$. Следовательно,

$$\begin{aligned} H\left(\frac{Y}{X}\right) &= -\{p(y_1) \log_2 p(y_1)\} + \{\sum_{i=2}^n p(y_i) \log_2 p(y_i)\} = \\ &= -\{1 \cdot \log_2 1\} + \{0 \cdot \sum_{i=2}^n p(y_i) \log_2 p(y_i)\} = -\{1 \cdot 0\} + \{0\} = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

3. *Реальное управление.* В реальных условиях происходят отклонения состояния управляемого объекта относительно заданного. Это объясняется тем, что управляющая система подвержена внешним воздействиям и не обладает полной информацией о состоянии среды N и объекта управления $Y (N' \subset N \text{ и } Y' \subset Y)$. В результате этого управляющие воздействия не полностью соответствуют требуемым. На основании этого можно сделать вывод, что энтропия объекта управления в реальных условиях может изменяться в пределах

$$0 < H(Y/X) < H(Y)_{max}. \quad (5)$$

Качество управления может определяться количеством взаимной информации $I(X, Y)$ в управляющих воздействиях X относительно состояний управляемого объекта Y , определяемой как разность между безусловной и условной энтропией

$$H(Y)_{max} - H(Y/X) = I(X, Y), \quad (6)$$

что соответствует уменьшению энтропии управляемого объекта на величину, равную полученной информации.

Количество взаимной информации $I(X, Y)$ в управляющих воздействиях X относительно состояний управляемого объекта Y может быть также выражено как разность энтропии управляющей системы $H(X)$ и условной энтропии управляющей системы после получения сообщения о состоянии управляемого объекта $H(X/Y)$:

$$I(X, Y) = H(X) - H(X/Y). \quad (7)$$

Подставив выражение (2) в правую часть выражения (1), получим

$$H(Y)_{max} - H(Y/X) = H(X) - H(X/Y). \quad (8)$$

После переноса $H(Y)_{max}$ из левой части выражения (3) в правую часть и замены знаков получим

$$H(Y/X) = H(Y)_{max} - H(X) + H(X/Y). \quad (9)$$

На основании выражения (9), определяющего предельные возможности управления, можно сделать выводы, что для повышения эффективности управления, или, иначе говоря, уменьшения энтропии $H(Y/X)$, необходимо:

- уменьшать количество состояний управляемого объекта $H(Y)$;
- увеличивать количество управляющих воздействий $H(X)$, приближая его к количеству состояний управляемого объекта $H(Y)$;
- уменьшать неопределенность управляющих воздействий относительно состояний объекта управления $H(X, Y)$, что возможно при наличии исчерпывающей информации об управляемом объекте и внешней среде.

Следовательно, для повышения эффективности управления нужно стремиться к тому, чтобы на каждое возможное состояние управляемого объекта имелось свое управляющее воздействие. Необходимо обеспечить возможность использования управляющих воздействий в зависимости от состояния, постоянно выбирая такое воздействие, которое соответствует текущему состоянию объекта управления. Выражение (9), известное как принцип необходимого разнообразия (принцип Эшби), формулируется следующим образом: «разнообразие управляющей системы должно быть не меньше разнообразия объекта управления». В соответствии с данным принципом, с увеличением сложности объекта управления сложность управляющей системы должна увеличиваться. Это также означает, что при осуществлении функций управления необходимо располагать как можно более точной и полной информацией об управляемом объекте и внешней среде. Несмотря на то, что условная энтропия $H(Y/X)$ не может считаться исчерпывающей характеристикой качества управления, вышеуказанный принцип показывает, что для повышения эффективности управления технологическими объектами необходимо увеличивать управляющие воздействия.

Для формализации процесса управления объектами в данном случае предлагается к уже имеющимся автоматизированным системам управления технологическим оборудованием добавить систему управления работоспособностью. Понятие работоспособности относится к определениям в сфере диагностики технических систем [10]. Для данного исследования определим, что это текущее состояние технологического объекта, которое может принимать одно из двух значений: нормальное функционирование и нештатное функционирование. Нештатное функционирование может возникнуть по причине выхода из строя оборудования, из-за внешнего воздействия на объект, отказа систем управления, либо по другим объективным причинам. Возврат из нештатного в нормальное состояние происходит после проведения управляющих воздействий на объект ответственными за эксплуатацию организационными структурами предприятия. Соответственно, процесс управления работоспособностью включает в себя определение нештатного функционирования объекта на данный момент времени и управление процессом восстановления нормального режима работы.

В современных автоматизированных системах управления содержится подробная информация о состоянии технологического объекта, позволяющая эффективно функционировать объекту управления [11, с. 70]. Выявление отклонений от нормального режима работы оборудования, а также выявление отказов самих автоматизированных систем, возможно с помощью проведения анализа содержащейся в них информации. Отклонение от нормального

режима работы оборудования в дальнейшем будем называть нештатным событием. Анализ информации может представлять собой обработку текущей информации по заданным алгоритмам в реальном времени, построение статистических, имитационных или математических моделей оборудования с последующим сравнением расчетных значений модели с фактическими, а также внедрение экспертных оценок значений параметров работы технологического оборудования [12, 13].

В целях формализации процесса устранения нештатных событий необходимо, в первую очередь, определить основные организационные единицы, участвующие в фиксации и устранении отказов и осуществляющие контроль над работой специалистов. Далее необходимо присвоить роли каждому участнику процесса и разработать алгоритмы действий при обнаружении отклонений в работе оборудования и устранении отказа с последующим восстановлением работоспособности технологического объекта.

Результатами проведенного системного анализа стали: перечень всех элементов промышленного предприятия в виде объектной базы данных, методы и способы обнаружения нештатных событий, а также описание всех управляющих процессов восстановления работоспособности объектов. На данной основе предлагается разработать и внедрить автоматизированную систему. Данная система будет выполнять функции выявления, регистрации, ведения и хранения нештатных событий для повышения эффективности и управляемости технологического оборудования.

Возвращаясь к выводам, основанным на выражении (9) принципа необходимого разнообразия Эшби, рассмотрим, соотносятся ли с ними предложенные выше пути повышения эффективности управления технологическим оборудованием. Понятие работоспособности объекта теоретически ограничивает количество состояний управляемого объекта до двух, тем самым снижая общую энтропию системы. Внедрение автоматизированной системы управления работоспособностью увеличит количество управляющих воздействий на технологический объект посредством действий персонала по диагностике, ремонту и замене отказавшего элемента, с фиксацией всех выполненных работ. Анализ работоспособности объекта и прогнозирование отказов на основе имеющейся полной информации об управляемом объекте и внешней среде позволит уменьшить неопределенность управляющих воздействий относительно состояний объекта управления. Все эти факторы полностью соответствуют доказанным выше выводам на основе принципа необходимого разнообразия Эшби для повышения эффективности управления.

С практической точки зрения, рассмотренные подходы решают проблемы контроля над огромным потоком технологической информации, доступной на уровне диспетчерского управления современного промышленного предприятия [4, 14]. Визуально контролировать такой объем данных, даже с настроенной сигнализацией о превышении заданных установок и записью их в журнал, практически невозможно. В действительности специалистами производится контроль только за основными показателями технологического режима без контроля над состоянием узлов и механизмов. Но и в этом случае эксплуатационный персонал не может быть полностью уверен в поступающих данных. В результате повышаются риски принятия неверных решений и снижается эффективность контроля при управлении технологическим оборудованием [8]. Обнаружение отклонений в работе автоматизированных систем и технологического оборудования само по себе не решит проблему своевременного их устранения: чтобы контролировать процесс восстановления работоспособности, необходимо выстроить систему управления устранением сбоев.

Системный анализ предприятия, результатом которого будет создание автоматизированной системы управления работоспособностью технологических объектов, решит рассмотренные выше проблемы и повысит эффективность управления производством в целом.

Библиографический список

1. **Глушков, В.М.** Кибернетика, вычислительная техника, информатика. Избранные труды в 3-х тт. / В.М. Глушков. – Киев: Наукова думка, 1990.
2. **Оптнер, С.Л.** Системный анализ для решения деловых и промышленных проблем / С.Л. Оптнер. – 2-е изд. – М.: Концепт, 2003. – 206 с.
3. **Антипенко, А.Г.** Опыт проектирования интегрированных информационно-управляющих систем ОАО «Газпром» / А.Г. Антипенко, С.П. Скулкин, Б.А. Суслов // Газовая промышленность. – 2009. – № 5. – С. 76-80.
4. **Баранов, В.Г.** Интеллектуализация систем диспетчерского управления и сбора данных / В.Г. Баранов, В.Р. Милов, Б.А. Суслов // Международная научно-техническая конференция «Информационные системы и технологии». – Н. Новгород: НГТУ, 2007.
5. **Перегудов, Ф.И.** Введение в системный анализ / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – М.: Высшая школа, 1989. – 360 с.
6. **Анфилатов В.С.** Системный анализ в управлении // В.С. Анфилатов, А.А. Емельянов, А.А. Кукушкин; под ред. А.А. Емельянова. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 368 с.
7. **Крюков, О.В.** Процедуры прогнозирования и принятия решений в системе технического обслуживания и ремонта / О.В. Крюков, В.Р. Милов, И.В. Шалашов // Автоматизация в промышленности. – 2010. – № 8. – С. 47-49.
8. **Жоров, С.В.** Создание единой объектно-ориентированной информационной модели данных для обеспечения интеграции подсистем ИАСУ ТП газотранспортного предприятия / С.В. Жоров, О.В. Лагун, С.В. Варакин // Вестник НГИЭИ. – 2017. – № 6. – С. 38-45.
9. **Месарович, М.** Теория иерархических многоуровневых систем: [пер. с англ.] / М. Месарович, Д. Мако, Н. Такахака. – М.: Мир, 1973. – 344 с.
10. **Кондратьев, В.В.** Систематизация некоторых определений диагностики технических систем / В.В. Кондратьев, П.И. Уваров // Системы управления и информационные технологии. – 2012. – № 2. – С. 13-18.
11. **Крюков, О.В.** Интеллектуализация поддержки управленческих решений в газовой отрасли / О.В. Крюков, В.Р. Милов, Б.А. Суслов // Автоматизация в промышленности. – 2009. – № 12. – С. 16-20.
12. **Барсегян, А.А.** Методы и модели анализа данных: OLAP и Data Mining / А.А. Барсегян, М.С. Куприянов, В.В. Степаненко, И.И. Холод. – СПб.: БХВ-Петербург, 2004. – 331 с.
13. **Баранов, В.Г.** Информационный и статистический подходы к анализу логических правил / В.Г. Баранов, В.Р. Милов, Б.А. Суслов // Международная научно-техническая конференция «Информационные системы и технологии», посвященная 70-летию ФИСТ. Тезисы докладов. – Н. Новгород: НГТУ, 2006.
14. **Крюков, О.В.** Интеллектуализация поддержки управленческих решений в газовой отрасли / О.В. Крюков, В.Р. Милов, Б.А. Суслов // Автоматизация в промышленности. – 2009. – № 12. – С. 16-20.
15. **Вагнер, В.В.** Интегрированная автоматизированная система контроля и управления работоспособностью технологических объектов газотранспортного предприятия / В.В. Вагнер, А.М. Руденко, Жоров С.В. // Газовая промышленность. – 2015. – № 4. – С. 70-74.
16. **Баранов, В.Г.** Методы проектирования информационно-управляющих и телекоммуникационных систем / В.Г. Баранов, Л.М. Вдовин, Т.И. Горячева, В.А. Кольцов, В.Р. Милов, С.Л. Моругин, В.П. Хранилов, М.В. Ширяев. – М.: Радиотехника, 2016. – 216 с.
17. **Волкова, В.Н.** Теория систем и системный анализ в управлении организациями: Справочник / В.Н. Волкова, А.А. Емельянов. – М.: Финансы и статистика, 2006. – 848 с.
18. **Жоров, С.В.** Анализ и совершенствование процессов контроля и управления работоспособностью технологических объектов / С.В. Жоров // Материалы XXIII конференции «Информационные системы и технологии» (ИСТ-2017). – Н. Новгород: НГТУ, 2017.

*Дата поступления
в редакцию: 16.01.2019*

N.Yu. Babanov¹, S.V. Zhorov²

**APPLICATION OF METHODS OF SYSTEM ANALYSIS FOR PROCESS
IMPROVEMENT CONTROL AND HEALTH MANAGEMENT
OF TECHNOLOGICAL OBJECTS**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹
ООО «Gazprom transgaz Surgut»²

Purpose. A modern industrial enterprise is a multi-level complex system consisting of a multitude of elements, including, in itself, technological objects. Generally, the management processes at these enterprises are built quite effectively, which is facilitated by a significant period of time that has passed since the beginning of the industrialization of society. But in recent decades, due to the extensive development of automated and information systems, new elements have been added to the enterprises such as automatic control systems, information management systems and automated process control systems.

Findings. These systems have made it possible to improve the management of equipment and personnel, but at the same time, they have changed the overall adopted management structure of the industrial facility, making their connections and interactions between the elements. In addition, as part of a multi-level system, these elements also need to be monitored and managed.

Originality/value. The article presents research of industrial facilities using system analysis and suggests methods for improving the monitoring and control of the operability of process facilities, based on the results obtained.

Key words: system analysis, method, operability, management, decomposition, object database, formalization, abnormal event, automated system, technological object.

УДК 519.6

Р.В. Белов¹, Д.А. Кляпнев¹, К.О. Огородников^{1,2}**МЕТОД СНИЖЕНИЯ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ СЛОЖНОСТИ
АНСЦЕНТНОГО ФИЛЬТРА КАЛМАНА**ПАО «АНПП «Темп-Авиа», г. Арзамас¹,Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева²

Рассматривается возможность уменьшения количества математических операций, осуществляемых при проведении ансцентного преобразования, с помощью перестановки элементов вектора состояния фильтра Калмана. При использовании ансцентного преобразования вычисление множества сигма-точек производится с применением разложения Холецкого $P = SS^T$. Поскольку матрица S треугольная, то в наборе сигма-точек могут присутствовать одинаковые элементы. Это обстоятельство может быть использовано для уменьшения вычислительной сложности ансцентного преобразования.

Описанный метод позволяет вычислять наиболее сложные выражения меньшее количество раз посредством перестановки элементов вектора состояния. Он применим ко всем трем рассмотренным в статье вариантам построения набора сигма-точек. Однако возможность сокращения сложности вычислений зависит от того, в каком порядке составлен вектор состояния и, соответственно, от записи самих уравнений преобразования.

Ключевые слова: ансцентное преобразование, вычислительная сложность, фильтр Калмана.

Введение

В настоящее время для решения навигационных задач часто используется фильтр Калмана (ФК) в его традиционной интерпретации, позволяющий проводить оценку вектора состояния динамической системы. Однако во многих случаях уравнения состояния системы и модели наблюдения оказываются нелинейными, и поэтому при решении задач оценивания практикуется применение ансцентного ФК (UKF – Unscented Kalman filter), позволяющего учитывать нелинейный характер задачи [1-8]. Кроме того, UKF не требует вычисления Якобиана, который в некоторых случаях оказывается затрудненным.

Как известно, UKF использует ансцентное преобразование, позволяющее найти параметры гауссовской аппроксимации распределения плотности вероятности с помощью множества детерминированных точек, называемых также сигма-точками. После проведения требуемого преобразования над сигма-точками рассчитываются оценки математического ожидания и ковариации и, таким образом, получаются значения двух первых моментов многомерной плотности вероятности. Тем не менее, UKF имеет существенный недостаток, заключающийся в относительно высокой вычислительной сложности. Это создает некоторые трудности при реализации фильтра в виде алгоритма для бортовой цифровой вычислительной системы.

Вычислительная сложность ансцентного преобразования в значительной степени определяется количеством сигма-точек. Известно, что минимальный набор состоит из $n+1$ сигма-точек [1]. Вместе с тем, дополнительное уменьшение количества математических операций, осуществляемых при проведении ансцентного преобразования, оказывается возможным за счет перестановки элементов вектора состояния ФК. В работе показано, что объем выполняемых вычислительных операций зависит от того, в каком порядке составлен вектор состояния и, соответственно, от записи уравнений преобразования.

Целью данной работы является исследование возможности уменьшения количества математических операций при выполнении ансцентного преобразования с помощью перестановки элементов вектора состояния ФК.

Ансцентное преобразование

Предположим, что задано нелинейное преобразование:

$$y = f(x), \quad (1)$$

где x – случайный вектор размерности n с математическим ожиданием \bar{x} и матрицей ковариаций P_x ; $f(\bullet)$ – известная вектор-функция размерности l .

Требуется рассчитать оценки ковариации P_y и математического ожидания \bar{y} вектора y . В соответствии с процедурой ансцентного преобразования эти моменты вычисляются как

$$\bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m f(\bar{x}_j), \quad P_y = \frac{n}{m} \sum_{j=1}^m (f(\bar{x}_j) - \bar{y})(f(\bar{x}_j) - \bar{y})^T, \quad (2)$$

где \bar{x}_j – сигма-точки, с известными свойствами [1-8]; m – их общее количество.

Вычисление множества сигма-точек производится с использованием факторизации $P_x = SS^T$, где S является треугольной. Следует учесть, что возможно несколько вариаций построения набора сигма-точек:

– $m = 2n$. Тогда они вычисляются следующим образом:

$$\begin{cases} \bar{x}_{2j-1} = \bar{x} + S_j \\ \bar{x}_{2j} = \bar{x} - S_j \end{cases}, \quad j = 1, \dots, n, \quad (3)$$

где $\bar{x}_{2j-1}, \bar{x}_{2j}$ – две симметричные сигма-точки, соответствующие j -му столбцу матрицы S ; S_j – j -ый столбец матрицы S ;

– $m = 2n+1$. Тогда к предыдущему набору добавляется центральная точка:

$$\bar{x}_{2n+1} = \bar{x}; \quad (4)$$

– $m = n+1$. Для нахождения сигма-точек строится симплекс размерностью n . Процедура получения сигма-точек описана в [1, 4].

Идея снижения вычислительной сложности

Поскольку матрица S треугольная, то в наборе сигма-точек могут присутствовать одинаковые элементы. К примеру, если вектор x двумерный и центрированный, то при $m = 2n = 4$ в результирующем наборе будут присутствовать две точки, равные нулю. Это обстоятельство может быть использовано для уменьшения вычислительной сложности ансцентного преобразования. Покажем это на простейшем примере для случая $m = 2n$. Рассмотрим нелинейное преобразование:

$$f(x_1, x_2) = g_1(x_1, x_2) + g_2(x_2), \quad (5)$$

где x_1, x_2 – случайные величины, для простоты центрированные; $f(\bullet), g_1(\bullet), g_2(\bullet)$ – скалярные функции.

Если применить разложение $P_x = SS^T$ для вектора $[x_1, x_2]^T$, то при вычислении моментов (2) значения функций g_1, g_2 требуется рассчитать во всех сигма-точках. Если же произвести перестановку элементов x_1 и x_2 , то для полученного вектора $[x_2, x_1]^T$ значение функции g_2 нужно дважды вычислить в точке 0. Таким образом, в первом случае нужно 4 раза рассчитать g_2 , а во втором достаточно трех вычислений.

Введем величину, количественно определяющую сложность ансцентного преобразования:

$$Q = e_1 W \xi^T, \quad (6)$$

где $e_1 = (1 \ 1 \ 1 \ \dots \ 1)$ – вектор-строка размерности l ; W – весовая матрица размерности $l \cdot n$, выражающая зависимость i -го уравнения преобразования от j -го параметра и определяющая сложность повторного вычисления i -го уравнения при изменении j -го элемента вектора состояния; ξ – вектор-строка размерности n , k -ый элемент которого определяет количество различных k -ых элементов в наборе сигма-точек.

Вектор-строка ξ принимает значения в зависимости от выбранной вариации построения набора сигма-точек:

$$\xi_{2n} = [1 \ 1 \ 1 \ \dots \ 1 \ 1 \ 0] + 2[1 \ 2 \ 3 \ \dots \ n-2 \ n-1 \ n] \text{ для } m = 2n, \quad (7)$$

$$\xi_{2n+1} = 1 + 2[2 \ 3 \ 4 \ \dots \ n-2 \ n-1 \ n] \text{ для } m = 2n+1, \quad (8)$$

$$\xi_{n+1} = [1 \ 1 \ 1 \ \dots \ 1 \ 1 \ 0] + [1 \ 2 \ 3 \ \dots \ n-2 \ n-1 \ n] \text{ для } m = n+1. \quad (9)$$

Уравнение (6) позволяет достаточно просто построить процедуру синтеза оптимальной перестановки элементов вектора x и, как следствие, строк матрицы W , обеспечивающей минимизацию (6). К примеру, считая каждую из функций g_1 и g_2 в (5) одинаково сложной, составим весовую матрицу W . От параметра x_1 зависит только функция g_1 , следовательно, при изменении x_1 требуется повторно вычислить только g_1 , поэтому назначается вес, равный 1. От параметра x_2 зависят как g_1 , так и g_2 , поэтому назначается вес, равный 2. В итоге получаем $W = [1 \ 2]$ и, следовательно, $Q = [1][1 \ 2][3 \ 4]^T = 11$. Если же элементы вектора поменять местами и произвести соответствующую перестановку для $W = [2 \ 1]$, то в таком случае $Q = 10$.

Следует отметить, что описанный подход применим не всегда. Если в (5) функция g_2 будет зависеть не только от x_2 , но и от x_1 , то перестановка элементов вектора $[x_1, x_2]$ не позволит уменьшить вычислительную сложность ансцентного преобразования ввиду того, что значение функции $g_2(x_1, x_2)$ будет отличаться при переходе к каждой последующей сигма-точке. Записав $W = [2 \ 2]$ для этого примера, можно видеть, что перестановка элементов не приведет к изменению оценки сложности. Кроме этого, необходимо иметь в виду, что в рассмотренном примере функции g_1 и g_2 считались одинаково сложными. В общем случае при формировании матрицы W необходимо учитывать трудоемкость вычисления нелинейной функции f .

Минимизацию вычислительной сложности Q ансцентного преобразования обеспечивает перестановка, полученная путем сортировки вектора $e_1 W$ по убыванию, т. к. вектор ξ представляет собой неубывающую последовательность.

Пример синтеза перестановки уравнений

Рассмотрим алгоритм беспойсковой корреляционно-экстремальной навигационной системы (КЭНС) по рельефу местности, способной проводить коррекцию решения инерциальной навигационной системы (ИНС) посредством сопоставления наблюдаемого поля высот с заранее подготовленным эталоном. В данном случае беспойсковая КЭНС основана на ансцентной калмановской фильтрации, позволяющей оценивать координаты и вектор скорости путем статистической линеаризации информативного поля.

Уравнения объекта описывают линейную зависимость между параметрами:

$$\begin{bmatrix} \delta h \\ \delta v \\ \delta a \\ \delta v_x \\ \delta v_z \\ \delta x \\ \delta z \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} 1 & T & \frac{T^2}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & T & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & T & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & T & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta h \\ \delta v \\ \delta a \\ \delta v_x \\ \delta v_z \\ \delta x \\ \delta z \end{bmatrix}_{k-1}, \quad (10)$$

где T – период дискретизации; $\delta h, \delta v, \delta a$ – ошибки по высоте, вертикальной скорости и ускорению соответственно; $\delta v_x, \delta v_z$ – ошибки по горизонтальным проекциям вектора скорости; $\delta x, \delta z$ – ошибки по горизонтальным координатам.

Модель измерений выглядит следующим образом:

$$h_{p\delta} = h_{unc} - h_{nn}[x_{unc} + \delta x, z_{unc} + \delta z] + \delta h, \quad (11)$$

где h_{unc} – высота, полученная от ИНС; x_{unc}, z_{unc} – координаты, полученные от ИНС; $h_{p\delta}$ – высота радиовысотомера; $h_{nn}[x_{unc} + \delta x, z_{unc} + \delta z]$ – функция выборки высоты подстилающей поверхности из эталонного массива высот по координатам $x_{unc} + \delta x, z_{unc} + \delta z$.

Ввиду линейной зависимости между параметрами вектора состояния, ансцентное преобразование осуществляется только для модели измерений. Поэтому далее для увеличения эффективности ансцентного преобразования будет рассматриваться уравнение (11).

Определив зависимость одних параметров от других, запишем W , учитывая сложность проводимых вычислений:

$$W = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2 \ 2] \quad (12)$$

Заметим, что наибольший вес имеют ошибки по координатам, что связано с высокой сложностью выборки высоты подстилающей поверхности.

Запишем вектор $e_1 W$, который в данном случае идентичен W :

$$e_1 W = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2 \ 2] \quad (13)$$

Осуществив сортировку вектора $e_1 W$ по убыванию, получим W_p с учетом перестановки, вектор $e_1 W_p$:

$$e_1 W_p = [2 \ 2 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0], \quad (14)$$

и, соответственно, вектор перестановки p :

$$p = [6 \ 7 \ 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5] \quad (15)$$

Для подтверждения найденного решения был реализован ансцентный ФК, а ансцентное преобразование проводилось по $2n$ сигма-точкам. Результатом проведения перестановки стало перемещение элементов вектора состояния, от которых зависит вычисление указанных выражений, в начало вектора состояния.

$$[\delta h \ \delta v \ \delta a \ \delta v_x \ \delta v_z \ \delta x \ \delta z]^T \Rightarrow [\delta x \ \delta z \ \delta h \ \delta v \ \delta a \ \delta v_x \ \delta v_z]^T \quad (16)$$

Таким образом, наиболее сложные выражения, которые выбираются заранее, будут рассчитываться меньшее количество раз. В нашем случае выборку высоты подстилающей поверхности из эталонного массива нужно производить для 5 сигма-точек из 14, а расчет самого уравнения измерения – для 7 из 14.

Аналогичные действия были проведены для набора, состоящего из $n+1$ сигма-точек. Здесь вычисления необходимо проводить для 4 из 8 и 5 из 8 сигма-точек соответственно.

Результаты, полученные путем математического моделирования, подтверждают корректность разработанного метода перестановки элементов вектора состояния для увеличения эффективности UKF (рис. 1).

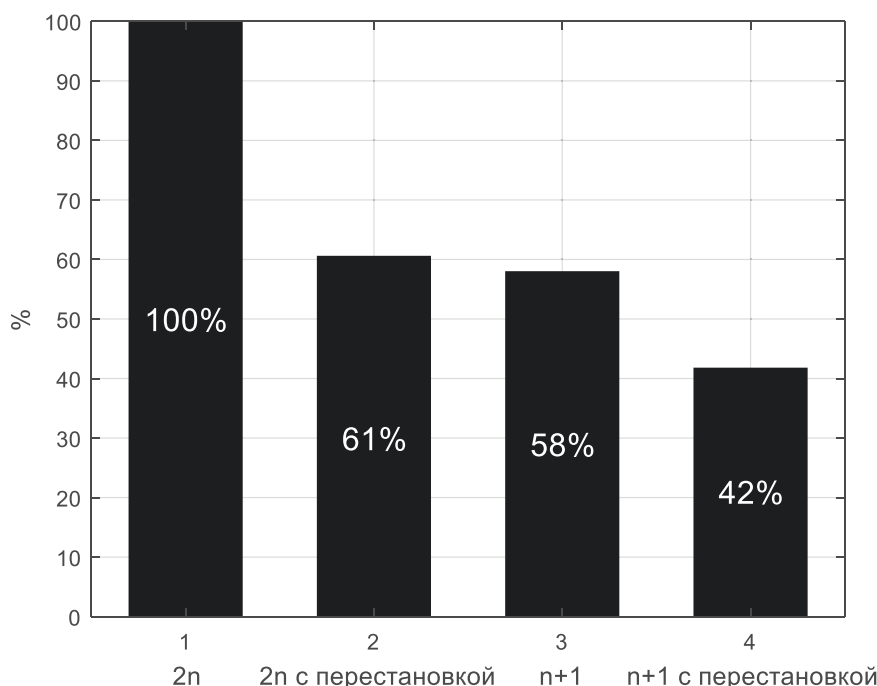


Рис. 1. Время выполнения ансцентного преобразования

Следует учесть, что при расчете оценки сложности преобразования $2n$ сигма-точек и ее сравнении со временем выполнения ансцентного преобразования на реальном вычислителе необходимо учитывать издержки по времени, затрачиваемые на особенности организации вычисления сигма-точек.

Проведем вычисление оценки сложности преобразования сигма-точек без учета и с учетом полученной перестановки:

$$Q = e_1 W \xi_{2n}^T = 57; \quad (17)$$

$$Q = e_1 W_p \xi_{2n}^T = 23. \quad (18)$$

Соответственно, время выполнения ансцентного преобразования должно уменьшиться на 59,6%:

$$\frac{Q - Q_p}{Q} \cdot 100\% = \frac{57 - 23}{57} \cdot 100\% \approx 59.6\%. \quad (19)$$

Сравнение оценок времени при вычислении ансцентного преобразования до и после проведения перестановки элементов вектора состояния показало, что уменьшение времени выполнения ансцентного преобразования составило 55,7%:

$$\frac{(58\text{мс} - 16.9\text{мс}) - (35.1\text{мс} - 16.9\text{мс})}{(58\text{мс} - 16.9\text{мс})} \cdot 100\% \approx 55.7\%. \quad (20)$$

Оценка сложности преобразования также была вычислена и для набора, состоящего из $n+1$ сигма-точек. Соответственно, уменьшение времени выполнения ансцентного преобразования должно составить 53,3%:

$$Q = e_1 W \xi_{n+1}^T = 30; \quad (21)$$

$$Q = e_1 W_p \xi_{n+1}^T = 14; \quad (22)$$

$$\frac{Q - Q_p}{Q} \cdot 100\% = \frac{30 - 14}{30} \cdot 100\% \approx 53.3\%. \quad (23)$$

В этом случае сравнение оценок времени показало, что время выполнения ансцентного преобразования уменьшилось на 51,3%:

$$\frac{(33.6\text{мс} - 10.6\text{мс}) - (21.8\text{мс} - 10.6\text{мс})}{(33.6\text{мс} - 10.6\text{мс})} \cdot 100\% \approx 51.3\% . \quad (24)$$

Оценки сложности ансцентного преобразования, полученные для наборов, состоящих из $2n$ и $n+1$ сигма-точек, соответствуют реальным полученным результатам и, таким образом, позволяют получить предварительное заключение о возможности увеличения эффективности ансцентного ФК.

Заключение

Рассмотрена возможность уменьшения вычислительной сложности ансцентного ФК. После проведения перестановки элементов вектора состояния наиболее сложные выражения могут быть вычислены меньшее количество раз. Однако объем выполняемых математических операций зависит от уравнений преобразования.

Таким образом, перестановка элементов вектора состояния фильтра Калмана позволила сократить вычислительную сложность ансцентного преобразования. Описанный метод применим ко всем трем рассмотренным вариантам построения набора сигма-точек.

Библиографический список

1. **Julier, S.J.** Reduced sigma point filters for the propagation of means and covariations through nonlinear transformations / S.J. Julier, J.K. Uhlmann // IEEE American Control Conference. – 2002. – Vol. 2. – P. 887-892.
2. **Julier, S.J.** Unscented Filtering and Nonlinear Estimation / S.J. Julier, J.K. Uhlmann // Proc. IEEE. – 2004. – Vol. 92(3). – P. 401-422.
3. **Kandepu, R.** Applying the unscented Kalman filter for nonlinear state estimation / R. Kandepu, B. Foss, L. Imsland // Journal of Process control. – 2008. – Vol. 18, № 7-8. – P. 753-768.
4. **Moireau, P.** Reduced-order unscented Kalman filtering with application to parameter identification in large-dimensional systems / P. Moireau, D. Chapelle // COCV 17. – 2011. – P. 380–405.
5. **Simon, D.** Optimal State Estimation. Kalman, H_∞ , and Nonlinear approaches / D. Simon. – Hoboken, 2006. – 550 p.
6. **Wan, E.A.** The square-root unscented Kalman filter for state and parameter estimation / E.A. Wan, R. Van der Merwe // Acoustics, Speech, and Signal Processing. Proceedings of the IEEE International Conference. – 2001. – Vol. 6. – P. 3461-3464.
7. **Wan, E.A.** The unscented Kalman filter for nonlinear estimation / E.A. Wan, R. Van der Merwe // Symposium on Adaptive system for signal processing, communication and control (AS-SPCC). – 2000. – Vol. 6. – P. 153–158.
8. **Степанов, О.А.** Линейные оптимальные алгоритмы в задачах оценивания с нелинейными измерениями. Связь с алгоритмами калмановского типа / О.А. Степанов, А.Б. Торопов // Известия ТулГУ. Технический вестник. – 2012. – № 7. – С. 172-189.
9. **Markley, F.L.** Fundamentals of Spacecraft Attitude Determination and Control / F.L. Markley, J.L. Crasidis. – New York: Springer, 2014. – 486 p.

Дата поступления
в редакцию: 11.01.2019

R.V. Belov¹, D.A. Klyapnev¹, K.O. Ogorodnikov^{1,2}

COMPUTATIONAL COMPLEXITY REDUCING METHOD IN APPLICATION
OF UNSCENTED KALMAN FILTER

PJSC «Arzamas research and production enterprise «Temp-Avia»¹,
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev²

Purpose: This paper considers the possibility of reducing the number of mathematical operations performed in unscented transform that is done by permuting the elements of the Kalman filter state vector.

Approach: Using unscented transform we calculate a set of sigma-points with Cholesky factorization $P = SS^T$. Equal elements in set of sigma-points could be found since the matrix S is triangular. This circumstance can be used to reduce the computational complexity of the unscented transform.

Results: The considered method allows us to calculate the most complex expressions fewer times by carrying out the state vector elements permutation. It is applicable to all of three known variants of sigma-points construction mentioned in this article. However, the possibility of computational complexity reducing depends on the sequence of elements in state vector, and, correspondingly, on the equations themselves.

Key words: unscented transform, computational complexity, Kalman filter.

УДК 330.4

О.Р. Козырев¹, Т.Д. Морозовская¹, С.Ю. Обыденнова¹,
Р.В. Шамин^{2,3}, А.Г. Шмелева^{2,3}, М.В. Шермадини³

КОНЕЧНО-АВТОМАТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНВЕСТИЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
МИРЭА – Российский технологический университет²
Российский университет дружбы народов³

Статья посвящена построению формальных математических моделей для некоторых инвестиционных процессов на основании конечных автоматов. Представлены понятия теории конечных автоматов, позволяющие моделировать динамику дохода предприятия при отсутствии и наличии инвестирования. Показано, что использование конечных автоматов позволяет адекватно моделировать процессы инвестиций, производить оценку и устанавливать связи между финансированием предприятия и доходом. Представлены результаты решения модельных задач, сформулирована экономико-математическая модель на основе конечных автоматов, учитывающая эффекты «памяти» для оценки эффективности инвестиций. Предложенная конечно-автоматная модель может быть использована для количественной оценки эффективности инвестиций и определения максимальной эффективности инвестиций.

Ключевые слова: конечный автомат, инвестиции, динамика доходов предприятия.

Введение

Математические модели в экономике на основе конечных автоматов рассматривались в ряде работ, например, [1]. Модели позволяют установить связь между входом (финансированием) и выходом (доходом) предприятия. Классические производственные функции описывают мгновенную связь между факторами производства и объемами выпуска продукции. Соответственно, при фиксированной производственной функции и одинаковых факторах производства объем выпускаемой продукции предполагается как постоянная величина. В действительности, однако, это не всегда верно. Как правило, с течением времени прибыль фиксированного предприятия при постоянном объеме финансирования будет снижаться [2]. Это связано с тем, что при отсутствии инвестиций снижается конкурентоспособность продукции. Поэтому возникает необходимость в математических моделях, обладающих «памятью». Адекватным математическим аппаратом для описания эффекта памяти предприятий являются конечные автоматы.

В статье рассматривается математическая модель финансирования предприятий с учетом процессов инвестирования. Именно инвестиции в предприятие позволяют не только не снижать конкурентоспособность выпускаемой продукции, но и повышать ее, что должно привести к увеличению суммарной отдачи от предприятия.

Конечно-автоматное моделирование

Конечным автоматом называется модель вычислений, в которой входная последовательность символов преобразуется в выходную последовательность символов в зависимости от внутреннего состояния автомата, которое также меняется в каждый момент времени. Конечные автоматы позволяют моделировать вычислительные процессы с памятью, поэтому они являются удобным инструментом для моделирования динамических процессов в экономике. Теории конечных автоматов посвящено большое количество работ [3, 4].

Обозначим через A конечное множество входных символов, через B – конечное множество выходных символов (результаты работы автомата), через Q – конечное множество внутренних состояний автомата. Во множестве Q выделим начальное состояние, которое обозначим через $q_0 \in Q$.

Конечный автомат работает в дискретные моменты времени, которые будем отмечать натуральными числами. Последовательность входных символов (в моменты времени $t = 1, 2, \dots$) будем обозначать следующим образом $a(1), a(2), \dots, a(k), \dots$.

Выходная последовательность обозначается $b(1), b(2), \dots, b(k), \dots$.

Внутренние состояния, начиная с момента времени $t = 0$, обозначим $q(0), q(1), q(2), \dots, q(k), \dots$. Причем $q(0) = q_0$.

Выходная последовательность и последовательность внутренних состояний задаются с помощью следующих рекуррентных уравнений:

$$b(k+1) = f(a(k), q(k)), \quad (1)$$

$$q(k+1) = g(a(k), q(k)), \quad (2)$$

где $k = 1, 2, \dots$

Сделаем важное замечание. При моделировании экономических процессов с помощью конечных автоматов в качестве множеств A, B, Q рассматриваются действительные числа или векторы из чисел. В этом случае указанные множества не будут конечными. Однако в реальных экономических задачах всегда можно рассматривать только конечный набор чисел, поэтому допустимо применять методы теории конечных автоматов.

Динамическая модель предприятия без инвестирования

Оценку динамики дохода предприятия будем рассматривать в дискретные моменты времени. Единицей отсчета времени может являться год, квартал, месяц и т. д. в зависимости от специфики предприятия. Введем шкалу времени $t_k = k, k = 1, 2, \dots$.

Через $a(k)$ обозначим финансирование предприятия для выпуска определенной продукции. Предположим, что это финансирование полностью расходуется на производство продукции, исключая инвестиции и научно-конструкторские работы.

В каждый момент времени будем считать, что предприятие находится в определенном состоянии, которое оценивается с помощью числа и обозначается $q(k), k = 1, 2, \dots$.

В качестве результата деятельности предприятия оценивается доход, который обозначим через $b(k)$.

Основная идея конечного автомата состоит в том, что результат деятельности предприятия зависит не только от финансирования, но и от текущего состояния предприятия, которое также меняется на каждом шаге. Рассмотрим следующие рекуррентные уравнения, описывающие динамику нашей модели:

$$b(k+1) = f(a(k), q(k)), \quad (3)$$

$$q(k+1) = g(a(k), q(k)). \quad (4)$$

В простейшем случае можно использовать линейные функции f, g :

$$b(k+1) = M \cdot a(k) \cdot q(k), \quad (5)$$

$$q(k+1) = \alpha \cdot q(k), \quad (6)$$

где $M > 0$ представляет собой масштабный коэффициент, а константа $\alpha > 0$ выражает динамику внутреннего состояния. При отсутствии инвестиций имеет место $\alpha \leq 1$. Если $\alpha < 1$, то состояние рассматриваемого предприятия ухудшается на каждом шаге, что соответствует снижению конкурентоспособности при отсутствии инвестиций.

На рис. 1 приведен характерный график дохода предприятия при следующих параметрах: $M = 1, q(0) = 1, \alpha = 0.9, a(k) = 10$.

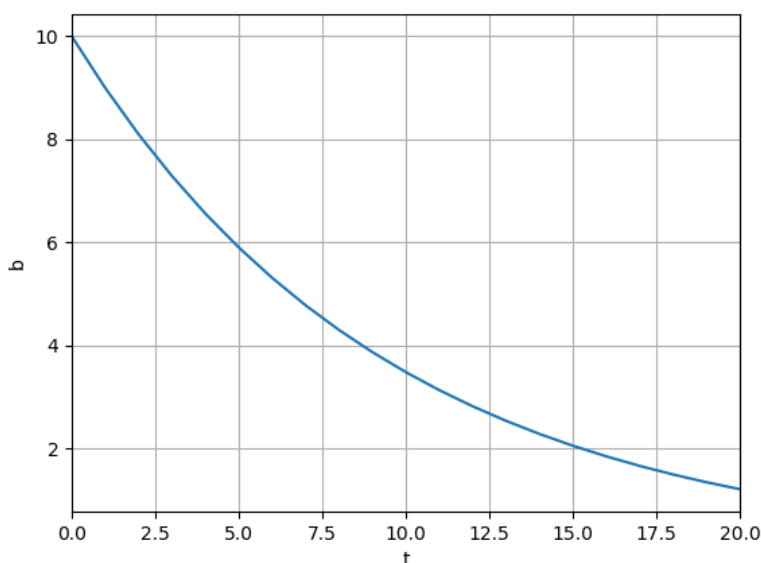


Рис. 1. Динамика дохода предприятия без процессов инвестирования

Из рис. 1 видно, что в рассматриваемом случае результативность предприятия падает с экспоненциальной скоростью, и в течение 20 временных периодов наблюдается снижение результативности в 10 раз.

Динамические процессы инвестирования

Рассмотрим теперь математическую модель на основе конечных автоматов, в которой финансирование предприятия будет включать в себя также и финансирование инвестиций. В этом случае в качестве финансирования рассматривается не одна величина, а двумерный вектор:

$$A(k) = (a^0(k), a^1(k)), \quad k = 1, 2, \dots, \quad (7)$$

где $a^0(k)$ выражает финансирование предприятия без учета инвестирования в момент времени k , а $a^1(k)$ означает объем инвестиций в предприятие в момент времени k .

В этом случае реакция предприятия на входной вектор $a(k)$ будет описываться конечным автоматом, который определяется следующими рекуррентными уравнениями:

$$b(k+1) = M a^0(k) q(k), \quad (8)$$

$$q(k+1) = \alpha q(k), \quad \text{если } a^1(k) = 0, \quad (9)$$

$$q(k+1) = \beta(a^1(k)) q(k), \quad \text{если } a^1(k) > 0, \quad (10)$$

где $\beta(x) > 1$ – функция, выражающая улучшение состояния предприятия при инвестировании в объеме x .

Рассмотрим пример моделирования на основании представленного автомата. Пусть $q(0) = 1$, $\alpha = 0.98$, $M = 1$, $\beta(x) = 1 + 0.1x$. В качестве финансирования будем использовать последовательности:

$$a^0(k) = 10, \quad k = 1, 2, \dots, 20;$$

$$a^1(k) = 0, \quad k = 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 11, 12, 13, 14, 16, 17, 18, 19;$$

$$a^1(k) = 1, \quad k = 5, 10, 15.$$

Результат численного моделирования с учетом представленных характеристик автомата приведен на рис. 2.

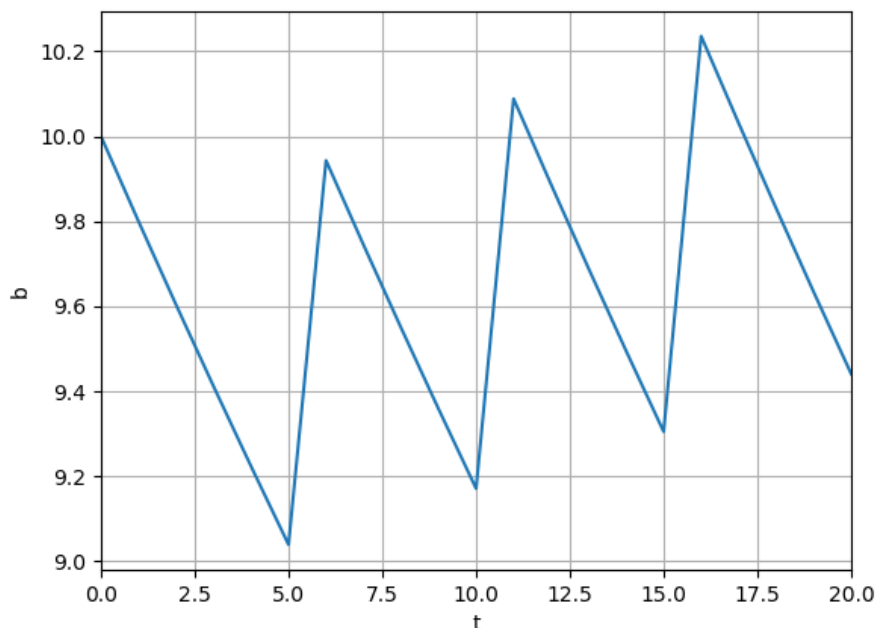


Рис. 2. Динамика дохода предприятия при наличии инвестирования

На рис. 2 видно, что результативность предприятия резко увеличивается после инвестирования. Разумеется, приведенный расчет является только модельным. В реальных ситуациях необходимо использовать более точные функции перехода в конечном автомате.

Оценка эффективности инвестиций

При моделировании процессов инноваций необходимо учитывать не только получаемый доход предприятия, но и расходы, которые включают в себя суммы инвестиций. Для этого введем в рассмотрение функцию прибыли предприятия:

$$T = (b(1) - a^0(1) - a^1(1)) + (b(2) - a^0(2) - a^1(2)) + \dots + (b(K) - a^0(K) - a^1(K)), \quad (11)$$

где K – количество отсчетов времени, в которые оценивается деятельность предприятия.

Для оценки эффективности инвестиций рассмотрим величину:

$$\Delta = T - T^0, \quad (12)$$

где T^0 рассчитывается по следующей формуле:

$$T^0 = (b(1) - a^0(1)) + (b(2) - a^0(2)) + \dots + (b(K) - a_0(K)). \quad (13)$$

Здесь предполагаем, что величины $b(k)$ в формуле для T^0 являются результатом работы конечного автомата, где $a^1(k) = 0$.

Если величина $\Delta > 0$, то инвестиции в предприятие оказываются оправданными на рассматриваемом временном интервале. Если же $\Delta \leq 0$, то инвестиции будут неоправданными.

Оптимизационная задача

Используя методы конечных автоматов для оценки эффективности инвестиций предприятий, можно рассматривать оптимизационную задачу распределения инвестиций. Использование экономико-математических моделей на основе конечных автоматов позволяет учитывать эффекты «памяти» для оценки отдачи от инвестиций для предприятий.

Величина Δ , которая указывает на общую эффективность инвестиций на рассматриваемом временном интервале, зависит от последовательности $A^1 = (a^1(1), a^1(2), \dots, a^1(K))$.

Таким образом, получаем, что $\Delta = \Delta(A^1)$, и можно сформулировать оптимизационную задачу следующим образом:

$$\Delta^* = \max \{ \Delta(A^1) : A^1 \in W \} = \Delta(A^{1*}), \quad (14)$$

где W – это множество, задающее допустимые последовательности инвестиций. При этом величина Δ^* представляет собой максимальную эффективность инвестиций, а последовательность A^{1*} указывает на последовательность инвестиций, которая реализует максимальную эффективность.

Заметим, что указанный максимум всегда существует, поскольку в экономико-математических моделях используются конечные множества и, соответственно, множество W также будет конечным. Вопрос о том, каким образом строится множество W , может быть довольно сложным, поскольку при его определении необходимо использовать различные внутренние ограничения, связанные с устройством предприятия и его финансированием.

Заключение

В статье рассматриваются математические модели на основе конечных автоматов для моделирования связи между финансированием предприятия и доходом предприятия. Использование конечных автоматов позволяет учитывать эффекты памяти при финансировании предприятий. С помощью предложенных моделей рассматриваются динамические процессы инвестирования.

Показано, что с помощью моделей на основе конечных автоматов можно количественно оценивать эффективность инвестиций в рассматриваемое предприятие. На основании этой оценки сформулирована общая оптимизационная модель, которая показывает потенциальную эффективность инвестиций.

Представленные результаты получены при финансовой поддержке гранта РФФИ № 16-06-00300-а.

Библиографический список

1. **Silva, J.M.** Finite State Machine Modelling of the Macro-Economy/ J.M. Silva, J.A. Pereira // Journal of Advanced Management Science. – 2017. – Vol. 5, № 5. – P. 333-337.
2. **Shamin, R.V.** The Mathematical Model of the Law on the Correlation of Unique Competencies with the Emergence of New Consumer Markets / R.V. Shamin, A.A. Chursin, L.A. Fedorova // European Research Studies Journal. – 2017. – Vol. 20, iss. 3, pt. A. – P. 39-56.
3. **Gill, A.** Introduction to the Theory of Finite-state Machines / A. Gill. – New York: McGraw-Hill, 1962. – 270 p.
4. **Ginsburg, S.** An Introduction to Mathematical Machine Theory. / S. Ginsburg. – Addison-Wesley, 1962. – 157 p.

*Дата поступления
в редакцию: 30.11.2018*

O.R. Kozyrev¹, T.D. Morozovskaya¹, S.Yu. Obydenova¹,
R.V. Shamin^{2,3}, A.G. Shmeleva^{2,3}, M.V. Shermadini³

INNOVATION EFFECTIVENESS QUANTITATIVE ASSESSMENT

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹
MIREA – Russian technological university²,
Peoples' friendship university of Russia³

Purpose: Finite state machine theory usage in investment processes mathematical modeling is considered.

Design/methodology/approach: Investments analysis is provided on the finite state machine model basis.

Findings: It is shown that on top of finite state machines theory it is possible to model enterprises investment processes.

Research limitations/implications: The proposed approach allows assess the connection between enterprise financing and income.

Originality/value: The model, considered in the article, can be used for quantitative investment effectiveness assessment and investment effectiveness maximum assessment.

Key words: finite state machine, investments, enterprise income dynamics.

УДК 681.5.015

А.А. Кочешков

ОЦЕНИВАНИЕ ВОЗМУЩЕНИЙ В ДИСКРЕТНЫХ СТОХАСТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Анализируется задача моделирования стохастических процессов внешних коррелированных возмущений в дискретных системах управления с учетом эффективности алгоритмов. Предлагается подход, основанный на методах теории дискретного управления и теории корреляции случайных процессов. В отличие от метода расширения пространства состояний, реализованы отдельные алгоритмы фильтра состояний и фильтра возмущений. Рассмотрены случаи многомерных систем с постоянными и переменными параметрами. Представлены алгоритмы синтеза оптимального и субоптимального фильтров при различных допущениях.

Ключевые слова: стохастическая система, модель пространства состояний, коррелированные возмущения, оценивание, нестационарные модели.

Введение

При решении задач фильтрации и управления в динамических системах не всегда допустимо предположение о некоррелированности во времени внешних случайных возмущений. Если интервал корреляции возмущения превышает период съема измерений, то учет корреляционных свойств внешних процессов в алгоритмах фильтрации может дать определенный выигрыш в точности. В данном случае требуется формировать оценки мгновенных значений, не измеряемых возмущающих процессов и шумов, которые участвуют в алгоритмах оценивания состояния системы и выработки управлений.

Рассмотрим наблюдаемую по Калману [1] линейную дискретную систему:

$$x_{k+1} = A_k x_k + C_k \xi_k, \quad (1)$$

$$y_{k+1} = H_{k+1} x_{k+1} + \eta_{k+1}, \quad (2)$$

где $x_k \in \mathbb{R}^n$, $y_k \in \mathbb{R}^l$, $\xi_k \in \mathbb{R}^p$, $\eta_k \in \mathbb{R}^1$ – векторы состояния, измерения, возмущения и шума измерения соответственно; A_k, C_k, H_k – матрицы состояния, возмущения и измерения соответствующих размерностей.

Пусть гауссовский вектор начального состояния системы x_0 и гауссовский случайный процесс η_k имеют нулевые математические ожидания $E\{x_0\} = E\{\eta_k\} = 0$ и не коррелированы между собой. Их стохастические свойства заданы в виде ковариационных матриц:

$$E\{x_0 x_0^T\} = P_0, \quad E\{\eta_{k+1} \eta_{j+1}^T\} = R_{k+1} \delta_{k,j}, \quad \text{где } \delta_{k,j} \text{ – символ Кронекера.}$$

В отличие от шума в измерителе, для которого принимается модель дискретного белого шума, возмущение в объекте рассматривается как коррелированный во времени гауссовский случайный процесс, заданный априорно известной дискретной матричной ковариационной функцией на интервале корреляции в τ шагов:

$$E\{\xi_k \xi_{k-i}^T\} = Q_k(i), \quad k = \overline{0, N}, \quad i = \overline{0, \tau}.$$

Назовем последовательность матриц $Q_k(i)$, $i = \overline{0, \tau}$, заданную при каждом $k = \overline{0, N}$, непараметрической ковариационной функцией (КФ) нестационарного дискретного процесса ξ_k , а число τ – ее длиной.

Построение модели возмущения

Для исследования систем с коррелированными воздействиями и шумами в литературе обычно предлагается использовать метод расширения пространства состояний [2]. Этот метод

подразумевает построение параметрической модели динамики внешнего процесса в виде формирующего фильтра и объединения ее с моделью объекта. Удобство единообразия данного подхода оправдано в простых случаях, когда возмущение является стационарным скалярным процессом, который легко сформировать из белого шума формирующим фильтром в виде авторегрессии невысокого порядка.

В более сложных случаях векторных воздействий с возможной нестационарностью корреляционных свойств общий метод расширения пространства состояний приводит к ряду сложностей в практической реализации. Построение векторного формирующего фильтра может стать самостоятельной сложной задачей, а объединение его с моделью объекта приводит к неоправданно высокой размерности результирующей системы уравнений. Кроме того, объединение в одну модель независимых процессов с существенно отличающейся динамикой может добавить свойство так называемой «жесткости» системы.

В отличие от метода расширения пространства состояний в [3] предложен подход, заключающийся в раздельном построении алгоритмов фильтрации и оценивания состояний системы и внешних возмущений, что позволяет использовать различные комбинации оптимальных и субоптимальных оценок. В частности, структура фильтра для получения оценки возмущения $\hat{\xi}_k$ по накопленным измерениям $y^k = (y_1, y_2, \dots, y_k)$ в виде условного математического ожидания $\hat{\xi}_k = E\{\xi_k / y^k\}$ задается уравнениями:

$$\hat{\xi}_{k+1} = \hat{\xi}_{k+1/k} + F_{k+1}[y_{k+1} - H_{k+1}(A_k \hat{x}_k + C_k \hat{\xi}_k)], \quad (3)$$

$$F_{k+1} = cov(\xi_{k+1}, y_{k+1} / y^k)(H_{k+1}cov(x_{k+1}, x_{k+1} / y^k)H_{k+1}^T + R_{k+1})^{-1}, \quad (4)$$

где $\hat{\xi}_{k+1/k}$ – оценка предсказания на один шаг, F_{k+1} – матричный коэффициент фильтра, $cov(a, b / y^k)$ – условная взаимная ковариационная матрица векторов a и b .

В зависимости от метода формирования предсказания $\hat{\xi}_{k+1/k}$ и от метода оценивания состояния \hat{x}_k могут быть получены различные по точности и вычислительным затратам алгоритмы оценивания возмущения $\hat{\xi}_k$.

В рамках корреляционной теории по собранной статистике случайных процессов могут быть построены модели временных рядов авторегрессии и скользящего среднего. Удобной формой для предсказания является авторегрессионная модель, которую для общего случая представим векторным ковариационно нестационарным случайным процессом, представленным уравнением:

$$\xi_{k+1} = \sum_{j=0}^m B_{k,j} \xi_{k-j} + \omega_k, \quad (5)$$

где гауссовский дискретный белый шум ω_k задан ковариационной матрицей $E\{\omega_k \omega_k^T\} = Q_{wk}$, матричные коэффициенты $B_{k,j}, j = \overline{0, m}, k = \overline{0, N}$ должны быть определены по заданной непараметрической КФ длиной τ : $Q_k(i), i = \overline{0, \tau}$. Согласно терминологии теории динамических систем, данное уравнение описывает линейную стохастическую систему с запаздыванием, вектор состояния которой является дискретным марковским процессом порядка $m + 1$.

Для удобства алгоритмической и программной обработки представим последовательности матриц коэффициентов $B_{k,j}$ и ковариационных матриц $Q_k(i)$ на каждом шаге k в блочно-матричном виде:

$$B_k(m) = [B_{k,0}, B_{k,1}, \dots, B_{k,m}]$$

$$M_k(1, m + 1) = [Q_k(1), Q_k(2), \dots, Q_k(m + 1)]$$

Согласно работе [3], достаточной статистикой гауссовского централизованного марковского процесса порядка $m + 1$ является матричная КФ $Q_k(i), i = \overline{0, m + 1}, k = \overline{0, N}$, порождающая положительно определенную блочную матрицу Тейлица:

$$M_k(m, m) = \begin{bmatrix} Q_k(0) & Q_k(1) & \cdots & Q_k(m) \\ Q_k^T(1) & Q_k(0) & \cdots & Q_k(m-1) \\ & & \ddots & \\ Q_k^T(m) & Q_k^T(m-1) & \cdots & Q_k(0) \end{bmatrix}$$

Тогда искомые параметры модели могут быть найдены как решение линейной матричной системы уравнений, обобщающей на нестационарный случай известные уравнения Юла-Уокера [4]:

$$B_k(m) = M_k(1, m+1)M_k(m, m)^{-1}. \quad (6)$$

Ковариационная матрица возбуждающего белого шума R_k определяется выражением:

$$Q_{wk} = Q_k(0) - B_k(m)M_k(1, m+1)^T. \quad (7)$$

Уравнения Юла-Уокера дают точное решение системы относительно коэффициентов по заданным $(m+1)$ первым отсчетам КФ без учета остального, возможно весьма длинного и важного, «хвоста» корреляций. Это подразумевает аналитическую форму задания КФ или хорошо аппроксимированные экспериментальные данные. На практике для случайных внешних возмущений корреляционные свойства находятся статистическим оцениванием по множеству реализаций, поэтому оценки значений КФ как случайные величины сами имеют определенный разброс. Для более точного соответствия модели (5) реальному процессу необходимо искать аппроксимирующее решение, построенное по отсчетам КФ на всем интервале корреляции, то есть $Q_k(i)$, $i = \overline{0, \tau}$, $\tau > m+1$.

Сформируем расширенную блочную матрицу ковариаций:

$$M_k(\tau, m) = \begin{bmatrix} Q_k(0) & Q_k(1) & \cdots & Q_k(m) \\ Q_k^T(1) & Q_{k-1}(0) & \cdots & Q_{k-1}(m-1) \\ & & \ddots & \\ Q_k^T(m) & Q_{k-1}^T(m-1) & \cdots & Q_{k-m}(0) \\ Q_k^T(m+1) & Q_{k-1}^T(m) & \cdots & Q_{k-m}^T(1) \\ & & \ddots & \\ Q_k^T(\tau) & Q_k^T(\tau-1) & \cdots & Q_{k-m}^T(\tau-m) \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Предлагается искать решение переопределенной системы уравнений (8) по методу наименьших квадратов с помощью псевдообратной матрицы $M_k^+(\tau, m)$:

$$B_k(m) = M_k(1, \tau+1)[M_k^+(\tau, m)]^T, \quad (9)$$

где

$$M_k^+(\tau, m) = [M_k^T(\tau, m)M_k(\tau, m)]^{-1}M_k^T(\tau, m).$$

Синтез фильтров состояния и возмущения

Имея априорную модель возмущения (5) в системе (1), (2), можно решать задачу построения фильтра для получения оценок $\hat{\xi}_k$ по измерениям y_k . Воспользуемся теорией стохастических наблюдателей минимальной размерности [5] и для простоты рассмотрим случай полного измерения вектора состояния ($n = l$):

$$y_{k+1} = x_{k+1} + \eta_{k+1}. \quad (10)$$

Наилучшей оценкой предсказания $\hat{\xi}_{k+1/k}$ в соответствии с (5) является:

$$\hat{\xi}_{k+1/k} = \sum_{j=0}^m B_{k,j} \hat{\xi}_{k-j}. \quad (11)$$

Уравнение фильтра (3) в этом случае примет вид:

$$\hat{\xi}_{k+1} = \sum_{j=0}^m B_{k,j} \hat{\xi}_{k-j} + F_{k+1}[y_{k+1} - A_k y_k - C_k \hat{\xi}_k], \quad (12)$$

где матричный коэффициент фильтрации F_{k+1} должен минимизировать ошибку оценки:

$$\tilde{\xi}_k = \xi_k - \hat{\xi}_k.$$

Используя (1), (2), (5), получим уравнение относительно ошибки оценки:

$$\tilde{\xi}_{k+1} = \sum_{j=0}^m B_{k,j} \tilde{\xi}_{k-j} - F_{k+1} [C_k \tilde{\xi}_k + \eta_{k+1} - A_k \eta_k] + \omega_k.$$

Характеристикой точности оценивания является ковариационная матрица ошибки оценки $\tilde{Q}_k(0) = E\{\tilde{\xi}_k \tilde{\xi}_k^T\}$, рекуррентное уравнение для которой приводится к виду:

$$\begin{aligned} \tilde{Q}_{k+1}(0) = & \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^m B_{k,i} \tilde{Q}_{k-\min(i,j)} (|i-j|) B_{k,j}^T - \sum_{j=0}^m B_{k,j} \tilde{Q}_k^T(j) C_k^T F_{k+1}^T - \sum_{j=0}^m F_{k+1} C_k \tilde{Q}_k(j) B_{k,j}^T \\ & + F_{k+1} C_k \tilde{Q}_k(0) C_k^T F_{k+1}^T + F_{k+1} (R_{k+1} + A_k R_k A_k^T) F_{k+1}^T - F_{k+1} C_k F_k R_k A_k^T \\ & - A_k R_k F_k^T C_k^T F_{k+1}^T + Q_{wk}. \end{aligned}$$

В соответствии с принципами построения стохастических наблюдателей оптимальный коэффициент фильтрации должен обеспечивать минимум следа ковариационной матрицы ошибки оценки $tr \tilde{Q}_{k+1}(0)$. Приравняв производную от $tr \tilde{Q}_{k+1}(0)$ по матрице F_{k+1} к нулю, получим:

$$F_{k+1} = \left[\sum_{j=0}^m B_{k,j} \tilde{Q}_k^T(j) C_k^T + A_k R_k F_k^T C_k^T \right] [C_k \tilde{Q}_k(0) C_k^T + R_{k+1} + A_k R_k A_k^T]^{-1}. \quad (13)$$

Подставив коэффициент фильтрации F_{k+1} из (13), получим рекуррентное уравнение для КФ ошибки оценки $\tilde{Q}_k(j) = E\{\tilde{\xi}_k \tilde{\xi}_{k-j}^T\}$ ($j = \overline{0, m}$):

$$\tilde{Q}_{k+1}(0) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^m B_{k,i} \tilde{Q}_{k-\min(i,j)} (|i-j|) B_{k,j}^T - F_{k+1} \left[\sum_{j=0}^m B_{k,j} \tilde{Q}_k^T(j) C_k^T + A_k R_k F_k^T C_k^T \right]^T + Q_{wk} \quad (14)$$

$$\tilde{Q}_{k+1}(j) = \sum_{i=0}^m B_{k,i} \tilde{Q}_{k-\min(i,j-1)} (|i-j+1|) - F_{k+1} C_k \tilde{Q}_k(j-1) - F_{k+1} A_k R_k F_k^T \delta_{j,1}, \quad (15)$$

с начальным условием $\tilde{Q}_0(j) = Q_0(j)$.

Таким образом, уравнения (12)-(15) дают алгоритм синтеза фильтра минимальной размерности для оценивания возмущений при полном измерении состояния объекта. Данный алгоритм может быть использован как самостоятельно, так и в комбинации с каким-либо фильтром, вырабатывающим оценки состояния. Одним из возможных вариантов такого фильтра при неполном измерении вектора состояния системы (1), (2) является условно оптимальный фильтр [2], который для рассматриваемого случая задается системой рекуррентных уравнений:

$$\hat{x}_{k+1} = A_k \hat{x}_k + C_k \hat{\xi}_k + G_{k+1} [y_{k+1} - H_{k+1} (A_k \hat{x}_k + C_k \hat{\xi}_k)], \quad (16)$$

$$G_{k+1} = \tilde{P}_{k+1/k} H_{k+1}^T (H_{k+1} \tilde{P}_{k+1/k} H_{k+1}^T + R_{k+1})^{-1}, \quad (17)$$

$$\tilde{P}_{k+1/k} = A_k \tilde{P}_k A_k^T + A_k \tilde{V}_k(0) C_k^T + C_k \tilde{V}_k^T(0) A_k^T + C_k \tilde{Q}_k(0) C_k^T, \quad (18)$$

$$\tilde{V}_{k+1}(i) = (I - G_{k+1} H_{k+1}) [A_k \tilde{V}_k(i+1) + C_k \tilde{Q}_{k+i+1}^T(i+1)], \quad i = \overline{0, -m}, \quad (19)$$

где I – единичная матрица, $\tilde{P}_0 = P_0$, $\tilde{V}_0(i) = 0$, $\tilde{V}_k(i) = E\{(x_k - \hat{x}_k) \tilde{\xi}_{k-i}^T\}$.

Стационарная система

Построение фильтров (12), (16) для общего случая нестационарных векторных случайных процессов является сложной задачей, особенно для оценивания априорных ковариационных функций возмущений. Для устойчивой наблюдаемой системы с постоянными параметрами:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= A x_k + C \xi_k, \\ y_{k+1} &= H x_{k+1} + \eta_{k+1}, \end{aligned}$$

и центрированного, стационарного в ковариационном смысле процесса:

$$\xi_{k+1} = \sum_{j=0}^m B_j \xi_{k-j} + \omega_k \quad (20)$$

решения уравнений относительно ковариационных матриц ошибок оценок сходятся и дают постоянные значения коэффициентов F и G в выражениях фильтров:

$$\begin{aligned} \hat{\xi}_{k+1} &= \sum_{j=0}^m B_j \hat{\xi}_{k-j} + F[y_{k+1} - H(A\hat{x}_k + C\hat{\xi}_k)], \\ \hat{x}_{k+1} &= A\hat{x}_k + C\hat{\xi}_k + G[y_{k+1} - H(A\hat{x}_k + C\hat{\xi}_k)]. \end{aligned} \quad (21)$$

Как отдельный случай имеет смысл рассмотреть ситуацию, когда возмущение меняется заведомо медленнее состояния системы. При малом периоде квантования времени может быть допустимо использование экстраполятора нулевого порядка $\hat{\xi}_{k+1/k} = \hat{\xi}_k$. Тогда совместное рассмотрение уравнений фильтров состояния и возмущения дает значительно более простые соотношения для коэффициента фильтрации F_{k+1} и ковариационной матрицы ошибки оценки $\tilde{Q}_k(0)$:

$$\begin{aligned} F_{k+1} &= \tilde{L}_k^T H^T (H\tilde{P}_{k+1/k}H^T + R)^{-1}, \\ \tilde{L}_k &= A\tilde{V}_k(0) + C\tilde{Q}_k(0), \\ \tilde{P}_{k+1/k} &= A\tilde{P}_k A^T + A\tilde{V}_k(0)C^T + C\tilde{V}_k^T(0)A^T + C\tilde{Q}_k(0)C^T, \\ \tilde{P}_{k+1} &= (I - F_{k+1}H)\tilde{P}_{k+1/k}, \\ \tilde{Q}_{k+1}(0) &= \tilde{Q}_k(0) - F_{k+1}H\tilde{L}_k, \\ \tilde{V}_{k+1}(0) &= \tilde{L}_k - \tilde{P}_{k+1/k}H^T F_{k+1}^T. \end{aligned}$$

Такой подход отличается малыми вычислительными затратами и оправдан в случае заведомо медленно меняющегося возмущения, вид ковариационной функции которого априорно неизвестен.

Пример

В качестве примера рассмотрим возмущения, действующие на рельсовый экипаж вследствие геометрических неровностей рельса в горизонтальной и вертикальной плоскости. Выполненные на практике замеры отклонений на длительном участке пути [6], привязанные к постоянной скорости движения, позволили получить статистические оценки ковариационных функций $Q(i)$, представленных на рис. 1, 2.

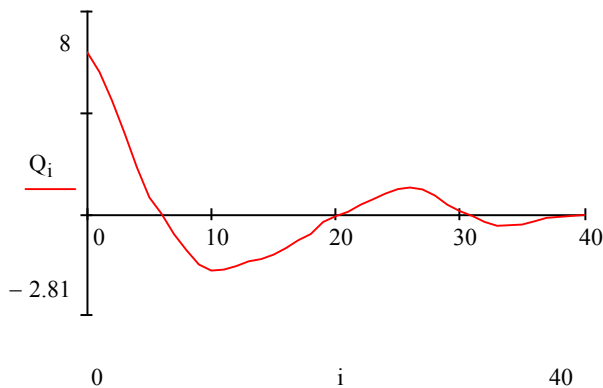


Рис. 1. Ковариационная функция отклонения рельса $Q(i)$, (мм^2) в дискретном времени в вертикальной плоскости

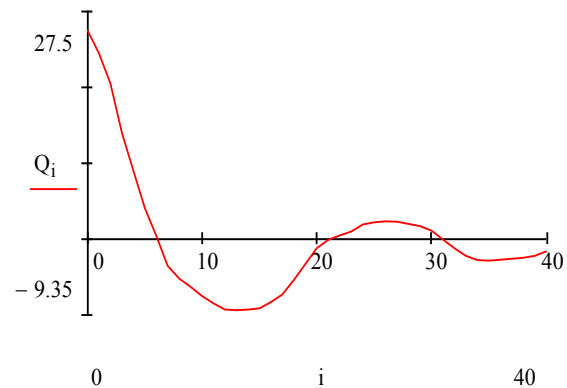


Рис. 2. Ковариационная функция отклонения рельса $Q(i)$, (мм^2) в дискретном времени в горизонтальной плоскости

Расчет параметров модели возмущения в виде (20) проводились для разных порядков процесса авторегрессии m . На рис. 3, 4 представлены приближения графиков ковариационной

функции модели $F(i)$ к априорной $Q(i)$ процесса порядка $m = 3$, когда параметры модели вычисляются только по первым четырем отсчетам $Q(i)$.

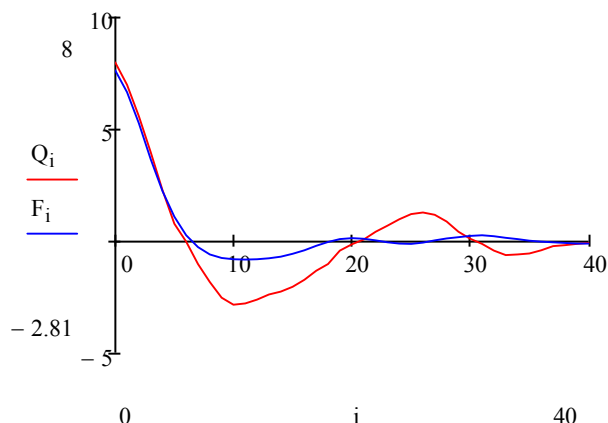


Рис. 3. Ковариационная функция модели отклонений в вертикальной плоскости при $m = 3$

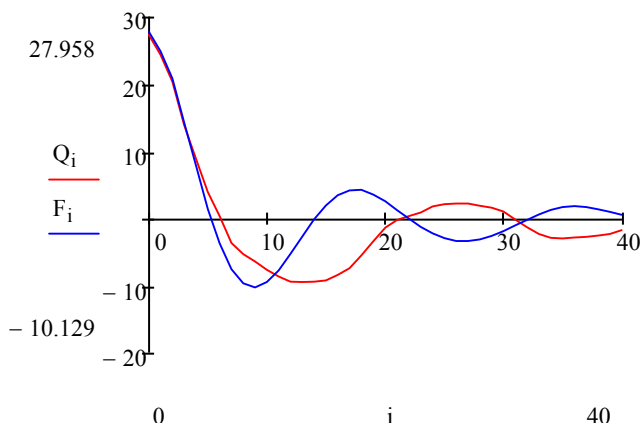


Рис. 4. Ковариационная функция модели отклонений в горизонтальной плоскости при $m = 3$

В данном случае уравнения Юла-Уокера дают плохое приближение, так как совсем не учитывают значения $Q(i)$ при $i > m + 1$. Предлагаемый алгоритм (9) расчета параметров действует заданную ковариационную функцию на всей ее длине и позволяет в среднем получить лучшие приближения для адекватной модели (рис. 5, 6).

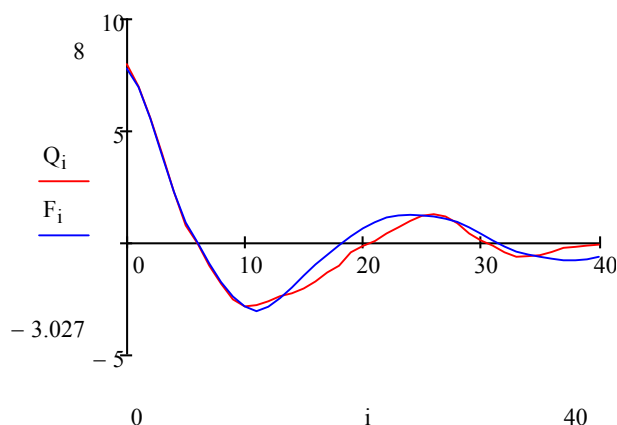


Рис. 5. Ковариационная функция модели отклонений в вертикальной плоскости при $m = 10$

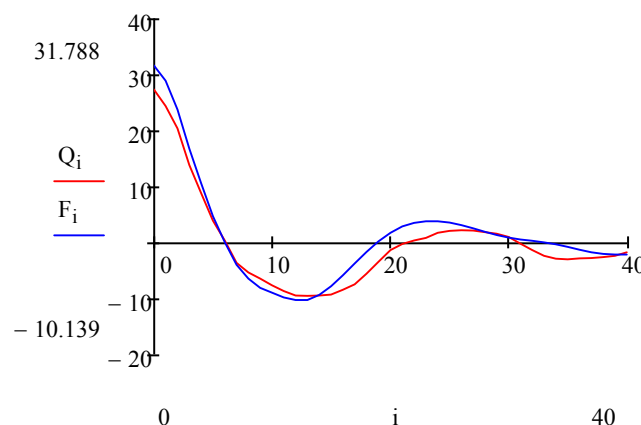


Рис. 6. Ковариационная функция модели отклонений в горизонтальной плоскости при $m = 10$

Построенная модель далее применяется в фильтре (21) для получения предсказаний возмущений, причем это не приводит увеличению порядка уравнений основной системы управления, как этого требует типовой подход расширения пространства состояний.

Библиографический список

1. **Медич, Д.** Статистически оптимальные линейные оценки и управление. / Д. Медич. – М.: Энергия, 1973. – 440 с.
2. **Квакернаак, Х.** Линейные оптимальные системы управления. / Х. Квакернаак, Р. Сиван. – М.: Мир, 1977 – 650 с.
3. **Кондратьев, В.В.** Фильтрация и анализ линейных дискретных систем управления при непараметрическом задании коррелированных шумов. / В.В. Кондратьев, А.А. Кочешков // Автоматика и телемеханика. – 1985. – № 6. – С. 67-76.

4. **Викулов, А.В.** Анализ и моделирование динамических свойств информационных систем. / А.В. Викулов, А.А. Кочешков // Труды НГТУ им Р.Е. Алексеева. – 2012. – № 4 – С. 83-90.
5. Фильтрация и стохастическое управление в динамических системах. / Под ред. К.Т. Леондеса. – М.: Мир, 1980. – 420 с.
6. **Ромен, Ю.С.** Анализ случайных процессов геометрических неровностей рельсовых нитей / Ю.С. Ромен, А.Н. Савоськин, А.А. Акишин // Изв. ПГУПС. – 2014. – № 1. – С. 22-32.
7. **Краснова, С.А.** Каскадный синтез наблюдателей состояния динамических систем / С.А. Краснова, В.А. Уткин. – М.: Наука, 2006. – 272 с.

*Дата поступления
в редакцию: 11.01.2019*

А.А. Kocheschkov

ESTIMATION OF PERTURBATIONS IN DISCRETE STOCHASTIC SYSTEMS

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev

Purpose: problems of estimating stochastic processes of external correlated perturbations in discrete control systems are analyzed with particular attention to the efficiency of the algorithms.

Methodology/approach: a theoretical framework is proposed based on discrete-time control theory methods and stochastic processes correlation theory. In contrast to the state space expansion method, separate design of the state filter and perturbation filter is implemented. The cases of multidimensional systems with constant and variable parameters are considered.

Results: algorithms for the synthesis of optimal and suboptimal filters under various assumptions are presented.

Key words: stochastic system, state space model, correlated perturbations, estimation, non-stationary models.

УДК 621.001.2-52

И.В. Малиновский

АНАЛИЗ И ПРАКТИЧЕСКАЯ ПРИМЕНИМОСТЬ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ИНТЕГРИРОВАННОЙ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ ПОДДЕРЖКИ ИЗДЕЛИЙ НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННЫХ ТРЕБОВАНИЙ

Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова

Проблемы практического применения методологии интегрированной логистической поддержки могут решаться при помощи разработки методов и средств, позволяющих анализировать состояние экземпляров изделий. При этом используются данные информационных систем организаций-участников жизненного цикла, в результате чего повышается эффективность процессов, снижаются затраты и нивелируются ошибки. В статье предлагается методика оценки состояния интегрированной логистической поддержки изделий на основе ГОСТ Р 53392, 53393, 53394. На ее основе построены модели оценки экземпляра изделия комплекса перегрузочного оборудования КЛТ-40С; описаны результаты оценки. Практическое использование оценки состояния интегрированной логистической поддержки изделий является перспективным способом повышения характеристик управления информацией об экземплярах изделий и их жизненным циклом.

Ключевые слова: интегрированная логистическая поддержка, модели оценки состояния интегрированной логистической поддержки.

Интегрированная логистическая поддержка (ИЛП) является одним из этапов технологии интегрированной информационной поддержки жизненного цикла изделия (технологии ИПИ). Поэтому эффективность ИЛП органически связана с уровнем внедрения подсистем ИПИ-технологии [1, 2], внедренных на более ранних этапах, а именно – подсистем PLM (система управления жизненным циклом изделия), CAD (Computer Aided Design), CAE (Computer Aided Engineering) и иных информационных систем. В АО «ОКБМ Африкантов», в Министерстве атомной промышленности, а позже в ГК «Росатом» вопросами внедрения ИПИ-технологий начали заниматься с конца 1990-х гг., данные направления активно развиваются и в настоящее время. Большая работа была проделана специалистами отдела информационных технологий по внедрению прежде всего системы управления данными об изделии на базе PDM-системы, а впоследствии и концепции поддержки жизненного цикла изделия и внедрения PLM-системы. Параллельно с внедрением систем PDM, PLM проходило внедрение и совершенствование практики применения систем CAD и CAE и переход к проектированию 3D моделей и 3D расчетов [1]. Было введено понятие архива проекта, которое в настоящее время широко используется на этапе проектирования, инженерного анализа изделий, конструкторско-технологической подготовки производства и производства.

Одной из главных задач ИЛП, особенно для изделий двойного назначения, является анализ состояния изделия в соответствии с нормативными документами [3-5]. При этом в настоящее время крайне актуально привлечение цифровых технологий, которые в дальнейшем позволят более четко представлять объем проводимых в нужном направлении изменений и управлять состоянием ИЛП изделий. Состояние любой оцениваемой модели ИЛП должно базироваться на ГОСТ Р 53393 «Интегрированная логистическая поддержка. Основные положения» [4]. Выбор данного ГОСТ в качестве основы для модели оценки состояния ИЛП не случаен и обоснован следующим:

- комплекс стандартов [3-5] определяет рекомендуемые требования в области ИЛП изделий;
- предыдущие редакции данных НД актуализированы, а, следовательно, востребованы;

- выбранная структура построения основных направлений ИЛП может быть дополнена нужными характеристиками в виде показателей, например, для изделий атомной промышленности – характеристиками радиационного состояния объекта, условиями эксплуатации и утилизации и др.

Модель построена в виде аддитивной свертки [6] как многоуровневая модель, что позволяет при программной реализации видеть каждый уровень. При дополнении разработанными показателями более низкого уровня здесь есть возможность корректнее и полнее определять значения характеристик и показателей вышестоящего уровня, а более высокое значение весового коэффициента указывает на больший вклад соответствующего показателя в аддитивной свертке по показателю или группе показателей верхнего уровня. Таким образом, мы получаем более четкую модель оценки всех групп показателей верхнего уровня. Приведем ее для комплекса перегрузочного оборудования:

- формирование стратегии АЛП;
- планирование АЛП;
- формирование ЛСФ (логическая структура функций);
- формирование ЛСИ (логическая структура изделий) и установление ее связей с ЛСФ;
- проведение АВПКО (анализа видов, последствий и критичности отказов);
- формирование данных по изделию и его СЧ (составная часть) в составе проекта АЛП;
- формирование плана ТОиР (технического обслуживания и ремонта);
- анализ уровней ТОиР;
- прогнозирование потребностей в МТО (материально-техническом обслуживании);
- оценка ЭЭЭ (эксплуатационно-экономической эффективности) выбранного варианта конструкции изделия;
- мониторинг ЭТХ (эксплуатационно-технических характеристик) при испытаниях и эксплуатации изделия, ведение базы АЛП;
- планирование и управление техническим обслуживанием и ремонтом изделия;
- разработка и сопровождение эксплуатационной и ремонтной документации;
- планирование и организация обучения персонала, в том числе разработки технических средств обучения;
- планирование и организация процессов упаковывания, погрузки/разгрузки, хранения, транспортирования изделия;
- разработка инфраструктуры СТЭ (системы технической эксплуатации);
- поддержка программного обеспечения и вычислительных средств;
- мониторинг технического состояния изделия и процессов эксплуатации и технического обслуживания;
- планирование и организация процессов утилизации изделия и его составных частей;
- уровень требований для обеспечения радиационной безопасности;
- уровень защитных мероприятий, исключающих недопустимое попадание радиоактивных веществ в окружающую среду и переоблучение работающего персонала;
- уровень решения вопросов радиационной безопасности на данном этапе жизненного цикла с учетом принятой концепции снятия с эксплуатации;
- проведение утилизации при обеспечении минимального уровня радиационного воздействия на персонал;
- выполнение при проведении работ требований норм радиационной безопасности НРБ;
- работы по утилизации КП должны производиться на специализированном предприятии;
- хранение оборудования, подлежащего утилизации, должно производиться в пределах отведенной для этого специальной территории;
- уровень сведений и мероприятий по подготовке комплекса перегрузочного к утилизации.

Показатели каждого нижестоящего уровня более четко раскрывают смысл и значение показателя более высокого уровня, а значение весового уровня тем больше, чем данный показатель имеет вклад в значение показателя более высокого уровня. Ниже приведены формулы оценки состояния ИЛП:

$$I = \sum_{i=1}^n \alpha_i I_i, \text{ где } 0 \leq \alpha_i \leq 1 \text{ и } \sum_{i=1}^n \alpha_i = 1$$

$$I_i = \sum_{j=1}^{n_i} \beta_{ij} * I_{ij}, \text{ где } 0 \leq \beta_{ij} \leq 1 \text{ и } \sum_{j=1}^{n_i} \beta_{ij} = 1$$

$$I_{ij} = \sum_{l=1}^{n_{ijl}} \gamma_{ijl} * I_{ijl}, \text{ где } 0 \leq \gamma_{ijl} \leq 1 \text{ и } \sum_{l=1}^{n_{ijl}} \gamma_{ijl} = 1, \quad (1)$$

где I – значение общей оценки ИЛП, I_i – значения выше приведенных показателей высшего уровня, I_{ij} – значения показателей более низкого уровня по отношению к верхнему уровню, α_i , β_{ij} , γ_{ijl} – весовые коэффициенты.

Оценку самых нижних значений проводят эксперты соответствующего направления ИЛП.

Предварительно вместе с аддитивной моделью свертки показателей рассматривалась и мультикативная модель [6], но выбор был сделан в пользу аддитивной модели по следующим соображениям.

1. В мультикативной модели в случае, если один из показателей соответствующего уровня равен нулю, то оценка показателя каждого верхнего уровня также равна нулю, что неприемлемо для целей дальнейшего более глубокого анализа.
2. В аддитивной модели свертки показателей оценки состояния разного уровня позволяет в дальнейшем после устранения недостатков оценить значение изменения данного показателя и принять дополнительные меры в случае необходимости.

Принципиальная графическая схема структуры модели оценки состояния ИЛП показана на рис. 1. Разработана и реализована модель оценки состояния ИЛП перегрузочного оборудования на основе требований ГОСТ Р 53393 [5]. На основе этой модели разработано программное обеспечение оценки состояния ИЛП, в которое была загружена модель перегрузочного оборудования и получены результаты, представленные в табл. 1.

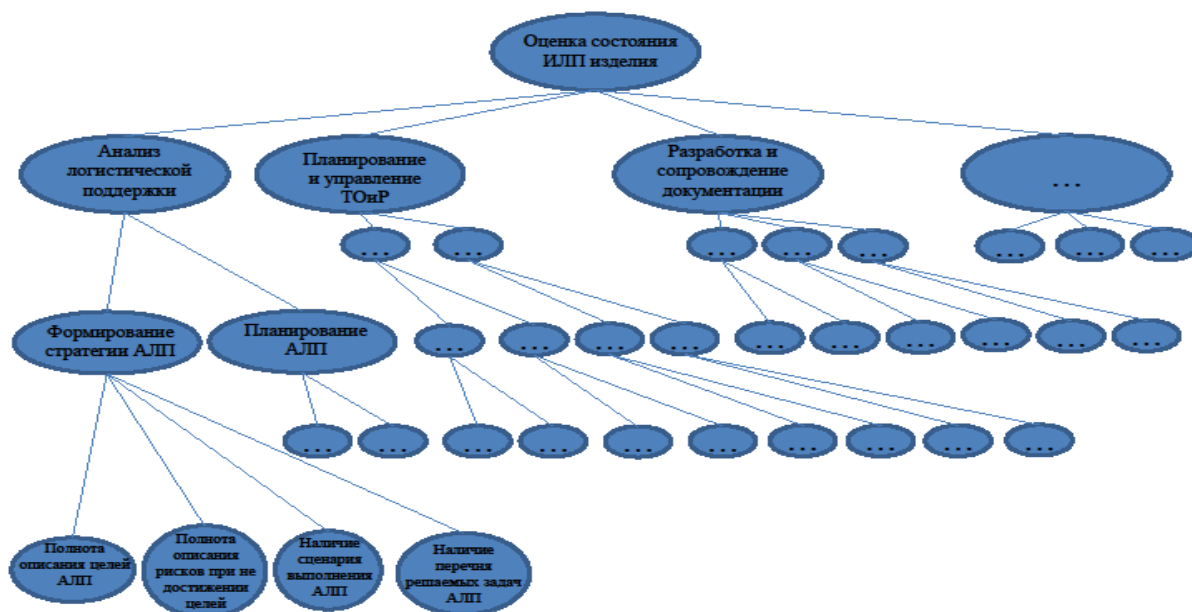


Рис. 1. Схема структуры модели оценки состояния ИЛП изделия и связей показателей разных уровней

Таблица 1

Сокращенный результат оценки состояния ИЛП перегрузочного оборудования

Итоговая оценка:	0,73	0,71	0,75
Показатель	Значение, гр. 1	Значение, гр. 2	Значение, гр. 3
<i>анализ логистической поддержки</i>	0,60	0,60	0,65
формирование стратегии АЛП	0,45	0,33	0,33
полнота описания целей АЛП	0,40	0,30	0,30
полнота описания рисков, связанных с недостижением целей	0,40	0,30	0,30
наличие сценария выполнения АЛП	0,50	0,30	0,30
наличие перечня решаемых задач АЛП с назначенными исполнителями и сроками выполнения	0,50	0,40	0,40
планирование АЛП	0,90	0,68	0,68
наличие критериев определения составных частей	0,90	0,90	0,9
сформированный список составных частей	0,90	0,90	0,90
наличие методов минимизации затрат на жизненный цикл изделия при обеспечении требуемых показателей надежности, готовности и общей эффективности применения по назначению	0,60	0,40	0,40
наличие оценки правильности результатов предыдущих этапов логистического анализа и накопления статистического материала, служащего основой проектирования новых изделий	0,30	0,30	0,30
проведение изучения опыта эксплуатации и обслуживания изделий	0,70	0,70	0,70
определение эффективности проектных, конструкторских, технологических, организационных и др. решений, влияющих на эффективность эксплуатации изделия	0,70	0,70	0,70
формирование логической структуры функций	0,73	0,73	0,90
наличие сформированного перечня рассматриваемых при АЛП функций изделия	0,70	0,70	0,90
наличие сформированного перечня возможных видов отказов изделия в целом, их причин (отказов ФС и СЧ изделия) и их последствий	0,75	0,75	0,90
формирование логической структуры изделий и установление связей с логической структурой функций	0,70	0,70	0,90
наличие сформированного перечня самостоятельных объектов ТЭ (технической эксплуатации) (ФС и (или) СЧ) в составе изделия	0,70	0,70	0,90
проведение АВПКО (анализа видов, последствий и критичности отказов)	0,50	0,78	0,87
наличие сформированного перечня возможных (прогнозируемых) отказов разного вида	0,85	0,85	0,90

Продолжение табл. 1

наличие документа с установлением причинно-следственных связей отказов, последствий	0,70	0,70	0,80
оценка результатов анализа видов, последствий и критичности отказов	0,00	0,80	0,90
формирование данных по изделию и его СЧ (составная часть) в составе проекта АЛП	0,57	0,57	0,57
полнота БД АЛП	0,50	0,50	0,50
обеспечение целостности и согласованности данных в БД АЛП	0,60	0,60	0,60
формирование плана ТОиР	0,75	0,75	0,75
наличие документа с составом и периодичностью проведения рекомендуемых и обязательных плановых работ по ТОиР	0,80	0,80	0,80
наличие документов с указаниями по способам выявления и устранения возможных отказов и поврежденных изделий и его СЧ	0,70	0,70	0,70
анализ уровней ТОиР	0,54	0,54	0,54
наиболее эффективное использование имеющейся инфраструктуры, средств ТОиР	0,50	0,50	0,50
выполнение требований к затратам времени, труда и материальных средств на проведение ТОиР при разных способах их выполнения	0,60	0,60	0,60
прогнозирование потребностей в МТО	0,64	0,64	0,54
полнота номенклатурного перечня ПС (предмета снабжения, в том числе для каждого уровня ТОиР)	0,70	0,70	0,50
наличие документов, содержащих требования к складским и транспортным мощностям с учетом планируемых мест хранения и использования ПС	0,70	0,70	0,90
наличие документов, содержащих требования к складским и транспортным мощностям с учетом планируемых мест хранения и использования ПС	0,70	0,70	0,50
наличие перечня источников (поставщиков) ПС	0,80	0,80	0,50
наличие документов с методами обеспечения в процессе ТЭ доступности ПС, с учетом возможного прекращения их производства или ограничений на их приобретение по иным причинам (согласно ГОСТ Р 56129)	0,30	0,30	0,30
оценка ЭЭЭ (эксплуатационно-экономической эффективности) выбранного варианта конструкции изделия	0,29	0,54	0,55
наличие документов с расчетами коэффициента готовности	0,50	0,50	0,30
наличие документов с расчетом затрат на ТЭ	0,30	0,30	0,30
наличие документа с результатами расчетов ЭЭЭ	0,00	0,30	0,30
наличие возможности и способности управления качеством изделия	0,75	0,75	0,75
наличие результатов анализа опыта эксплуатации, обслуживания и поддержки изделий-аналогов	0,70	0,70	0,70

Продолжение табл. 1

наличие возможности улучшения характеристик изделия в процессе эксплуатации	0,60	0,60	0,70
применение анализа изделий-аналогов для улучшения характеристик изделия	0,70	0,70	0,90
мониторинг ЭТХ (эксплуатационно-технических характеристик) при испытаниях и эксплуатации изделия, ведение базы АЛП	0,61	0,50	0,53
оценка мониторинга ЭТХ	0,55	0,40	0,40
оценка ведения БД АЛП	0,60	0,60	0,40
оценка мониторинга ЭТХ при испытаниях	0,70	0,70	0,70
оценка мониторинга ЭТХ при эксплуатации	0,60	0,40	0,60
оценка мониторинга ЭТХ после ТОиР	0,60	0,40	0,60
наличие БД АЛП	0,60	0,40	0,40
проведение корректировки проектных решений для обеспечения эффективной эксплуатации	0,60	0,60	0,60
планирование и управление техническим обслуживанием и ремонтом изделия	0,73	0,62	0,60
<u>наличие разработанного плана ТОиР</u>	0,6	0,55	0,49
наличие моделей управления запасами	0,60	0,30	0,10
наличие норм расхода материальных ресурсов, расходных материалов	0,70	0,70	0,70
план ТОиР	0,70	0,70	0,60
определение затрат времени на вывод из эксплуатации для ТОиР, ремонт, обслуживание, ввод в эксплуатацию	0,70	0,50	0,30
определение требуемого уровня готовности	0,50	0,50	0,60
определение требуемого уровня обслуживания	0,50	0,50	0,60
<u>наличие средств для реализации плана ТОиР</u>	0,78	0,68	0,71
наличие типовых и стандартных средств из типоразмерных рядов	0,70	0,60	0,60
наличие средств, имеющихся в инфраструктуре СТЭ	0,80	0,60	0,60
наличие средств обслуживания и эксплуатационного контроля, встроенных в изделие	0,80	0,70	0,70
наличие специальных средств ТОиР и специального инструмента	0,80	0,80	0,90
разработка и сопровождение эксплуатационной и ремонтной документации	0,73	0,66	0,66
наличие требований к ЭД (РД)	0,90	1,00	1,00
наличие модели данных (МД) эксплуатации	0,70	0,40	0,40
наличие модели данных (МД) ТОиР	0,60	0,40	0,40
наличие БД эксплуатационной документации	0,70	0,70	0,70
наличие БД документации для обслуживания и ремонта	0,60	0,50	0,50
планирование и организация обучения персонала, в том числе разработка технических средств обучения	0,74	0,79	0,80
...

Окончание табл. 1

планирование и организация процессов упаковки, погрузки/разгрузки, хранения, транспортирования изделия	0,74	0,81	0,85
...
разработка инфраструктуры СТЭ (системы технической эксплуатации)	0,80	0,80	1,00
...
поддержка программного обеспечения и вычислительных средств	0,76	0,76	0,83
...
мониторинг технического состояния изделия и процессов эксплуатации и технического обслуживания	0,66	0,54	0,60
...
планирование и организация процессов утилизации изделия и его составных частей	0,88	0,91	0,95
...

В табл. 1 представлены результаты оценки состояния ИЛП перегрузочного оборудования, проведенные тремя группами экспертов: они достаточно близки. Для оценки другого оборудования из других отраслей модель может заметно измениться. При этом группы показателей первого уровня изменениям подвергнутся в меньшей степени, а показатели третьего – могут быть заменены полностью. Необходимо отметить, что ГОСТ Р 53393 отражает современные требования к ИЛП сложных машиностроительных изделий, а соответствующая информация в виде 3D моделей, рабочая конструкторско-технологическая и иная документация хранится в PDM системе, в которой построен соответствующий классификатор.

В результате проведенных работ по начальному анализу и выбору оцениваемых параметров, назначению весовых коэффициентов, оценке состояния ИЛП перегрузочного оборудования КЛТ-40С экспертами получены результаты, имеющие практическую ценность. Наибольшую сложность для экспертизы при выполнении комплекса работ показало создание комплекса оцениваемых параметров для построения корректной модели оценки. Для этого потребовалось анализировать документацию по изделию с точки зрения состава изделия, контролируемых параметров при проектировании, производстве, поставке, эксплуатации и ТОиР, особенности взаимодействия с эксплуатирующей организацией и контрагентами.

Определено, что общая оценка состояния ИЛП (и ее значение) практически применима для оценки изменения уровня состояния ИЛП и требует периодического повторения с фиксацией результата на конкретный момент. При сравнении, например, ежегодно проводимых оценок можно определить динамику изменения общего состояния ИЛП изделия и необходимость организации компенсирующих мероприятий.

Библиографический список

1. **Малиновский, И.В.** Задачи и направления развития информационных технологий при внедрении интегрированной логистической поддержки / И.В. Малиновский, В.В. Банкрутенко, И.В. Нетрунин // Материалы 27-й Всероссийской научно-практической конференции по графическим информационным технологиям и системам «КОГРАФ-2017». – Н. Новгород, 2017. – С. 1401-1404.
2. **Судов, Е.В.** Интегрированная информационная поддержка жизненного цикла машиностроительной продукции. Принципы. Технологии. Методы. Модели / Е.В. Судов. – М.: МВМ, 2003. – 264 с.

3. ГОСТ Р 53392-2017. Интегрированная логистическая поддержка. Анализ логистической поддержки. Основные положения. – Взамен ГОСТ Р 53392-2009. Введ. 10.03.2017. – М.: Стандартинформ, 2017.– 16 с.
4. ГОСТ Р 53393-2017. Интегрированная логистическая поддержка. Основные положения. – Взамен ГОСТ Р 53393-2009. Введ. 10.03.2017. – М.: Стандартинформ, 2017.– 12 с.
5. ГОСТ Р 53394-2017. Интегрированная логистическая поддержка. Термины и определения. – Взамен ГОСТ Р 53394-2009. Введ. 10.03.2017. – М.: Стандартинформ, 2017. – 19 с.
6. **Болодурина, И.П.** Системный анализ: учебное пособие / И.П. Болодурина, Т.Н. Тарасова, О.С. Арапова. – Оренбург: ОГУ, 2013. – 193 с.

*Дата поступления
в редакцию: 11.01.2019*

I.V. Malinovsky

THE PRACTICAL ANALYSIS AND APPLICABILITY ASSESSMENT OF INTEGRATED LOGISTICS SUPPORT PRODUCTS, ON THE BASIS OF MODERN REQUIREMENTS

JSC OKBM Africantov, Nizhniy Novgorod

Subject, topic, purpose of the work: the problems of practical application of the methodology of integrated logistics support can be solved by developing methods and tools to analyze the state of product instances, using the data of information systems of organizations participating in the life cycle, resulting in an increase in the efficiency of processes, reducing errors and costs during the life stages of products.

Work Method/methodology of work: Elite, developed by the author of the article the method for evaluation of integrated logistics support products based on GOST P53392, 53393, 53394.

The results and their application: the proposed methods the constructed model evaluation copy of the product of the complex cargo handling equipment KLT-40S and described the results of the evaluation.

Conclusions: the Practical use of the assessment of the integrated logistics support of products is a promising way to improve the characteristics of information management about product instances and their life cycle.

Key words: integrated logistic support, integrated logistics support assessment models.

УДК 681.3.513

Е.А. Никулин

**КОМПЬЮТЕРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БРОУНОВСКОГО ДВИЖЕНИЯ
НА ОСНОВЕ СТАТИСТИЧЕСКОГО И ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛИЗА**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Работа посвящена изучению статистических свойств свободного и закрепленного броуновских движений, а также установлению фрактальных закономерностей случайного броуновского процесса. Впервые введено понятие фрактальной броуновской линии. Метод ее получения – случайное изотропное смещение средних точек отрезков полилинии. Предложен метод оценки размерности неоднородных фрактальных полилиний. Получены статистические свойства и фрактальная размерность случайных броуновских полилиний.

Ключевые слова: броуновское движение, фрактальная броуновская линия, фрактальная размерность.

Введение

Компьютерное моделирование броуновского движения (БД) – хаотического перемещения видимой частицы, возникающего при ее столкновениях с большим числом малых невидимых частиц – реализуется множеством методов [1-4]. Каждый из них в различной степени адекватен данному природному явлению, в действительности происходящему под воздействием большого числа неопределенных факторов: размеров и масс частиц, величин и направлений их скоростей, длин и длительностей свободного пробега, плотности и вязкости среды и т. п. Учет всех этих составляющих в процессе моделирования проблематичен, поэтому неизбежно принятие определенных идеализаций и упрощений, аналогичных замене трассировки всех световых лучей на отслеживание лишь приведенных обратных лучей в расчете освещенности поверхностей [5, 6]:

- использование модельных единиц измерения длины, времени и скорости, мало связанных с метриками реального БД;
- простейшие формы частиц, например, сферы одинакового диаметра либо просто точки;
- случайные или даже равные единицы длительности свободного пробега частиц;
- мгновенное изменение скорости либо перемещения частицы после ее столкновения с другой частицей на алгоритмически генерируемую случайную векторную величину;
- равномерное движение частицы с новой скоростью до следующего столкновения.

Свободное броуновское движение

В рамках принятых допущений построим на плоскости стохаговую траекторию *свободного броуновского движения* $p_{i+1} = p_i + V_i \quad \forall i = \overline{0, 99}$ из начального положения $p_0 = O$, где $O = [0 \ 0]$ – нулевой вектор. Для изменения векторов скорости V_i используем функцию $rv(\sigma) = rf(\sigma) \cdot [\sin(\varphi) \ \cos(\varphi)]$ генерирования вектора со случайными длиной $rf(\sigma)$ и углом направления $\varphi = rnd(2\pi)$ рад, равномерно распределённым по кругу. При задании типа генератора случайных чисел (ГСЧ) с нулевым средним $z = rf(\sigma)$ можно выбрать либо равномерный $z = 2rnd(\sigma) - \sigma$ в интервале $[-\sigma, \sigma]$, либо нормальный ГСЧ с гауссовой плотностью вероятности $e^{-z^2/2\sigma^2} / \sigma\sqrt{2\pi}$ со среднеквадратичным отклонением (СКО) σ .

На рис. 1 построены реализации броуновского движения с *равномерным* ГСЧ с параметром $\sigma=1$ двумя методами изменения направления движения частицы после столкновения: (а) $V_i=V_{i-1}+rv(\sigma)$ при $V_{-1}=0$ и (б) $V_i=rv(\sigma)$. Насколько каждый из этих методов случайного блуждания близок к реальному броуновскому движению – судить тем, кто видел его воочию, возможно, даже в микроскоп.

Изучим статистические свойства процесса со случайными приращениями положений, показанного на рис. 1, б. Каждая n -шаговая полилиния $P=p_0p_1\dots p_n$ с вершинами $p_i \forall i=0, n$ имеет следующие длину γ и квадраты максимального удаления ρ и расстояния χ между начальной и последней вершинами p_0 и p_n :

$$\gamma = \sum_{i=1}^n |p_i - p_{i-1}|, \quad \rho = \max_i (|p_i - p_0|^2), \quad \chi = |p_n - p_0|^2. \quad (1)$$

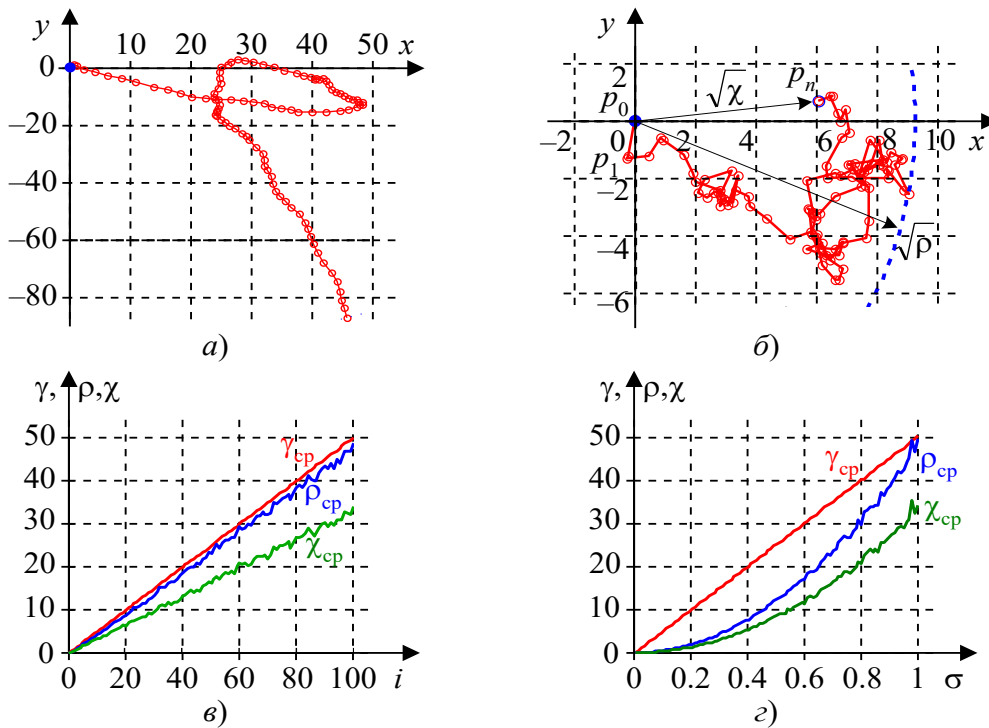


Рис. 1. Свободное броуновское движение

Сгенерируем ансамбль из $K=1000$ случайных траекторий броуновского движения P_k , $k=\overline{1, K}$, вычислим по (1) значения γ_k, ρ_k, χ_k и рассчитаем средние параметры ансамбля:

$$\gamma_{cp} = mean(\gamma_k), \quad \rho_{cp} = mean(\rho_k), \quad \chi_{cp} = mean(\chi_k).$$

Соответствующие графики этих зависимостей от числа шагов моделирования i и параметра разброса *равномерного* ГСЧ σ приведены на рис. 1, в, г. Все они хорошо аппроксимируются следующими функциями:

$$\gamma_{cp}(i) \approx 0.5i, \quad \rho_{cp}(i) \approx 0.47i, \quad \chi_{cp}(i) \approx 0.33i,$$

$$\gamma_{cp}(\sigma) \approx 50\sigma, \quad \rho_{cp}(\sigma) \approx 48.2\sigma^2, \quad \chi_{cp}(\sigma) \approx 33.3\sigma^2.$$

Аналогичные зависимости при использовании *нормального* ГСЧ с СКО σ выглядят следующим образом:

$$\gamma_{cp}(i) \approx 0.8i, \quad \rho_{cp}(i) \approx 1.41i, \quad \chi_{cp}(i) \approx i,$$

$$\gamma_{cp}(\sigma) \approx 79.8\sigma, \quad \rho_{cp}(\sigma) \approx 142\sigma^2, \quad \chi_{cp}(\sigma) \approx 100\sigma^2.$$

Особо значимым результатом моделирования является пропорциональность среднего квадрата расстояния $\chi_{\text{ср}}(i)$ от начальной до конечной точки броуновской полилинии числу шагов (времени движения при равномерном квантовании времени), экспериментально подтвердившая хорошо известную в молекулярной физике формулу Альберта Эйнштейна.

Фрактальные броуновские линии

Понятие «фрактал» было введено Б. Мандельбротом в 1975 году для преодоления проблемы чрезвычайной громоздкости математического описания бесконечно дробимых объектов уравнениями линий или поверхностей [6]. Наибольшее распространение в компьютерной графике фрактальная тема получила для формирования объектов природного ландшафта. Нерегулярность самоподобия означает, что фрагменты объекта не точно повторяют его форму в уменьшенном масштабе, а имеют некоторые отклонения от регулярности, носящие случайный (стохастический) характер. Случайность доставляет фрактальному объекту неповторимость, живость и близость к реальным природным образованиям, каждый из которых уникален.

Рассмотренная выше броуновская линия в действительности не является фрактальной, так как в методе ее создания отсутствует процесс дробления элементов. Вместе с тем двусторонне закрепленная *фрактальная броуновская линия* (ФБЛ), проходящая между заданными точками a и b , дает классический пример устройства бесконечно дробимых самоподобных объектов. Для ее построения используется хорошо зарекомендовавший себя рекурсивный *метод срединного смещения* [4], состоящий в *изотропном гауссовом* смещении средних точек дробимых отрезков строящейся полилинии. В плоском варианте задачи изотропность и гауссовость означают следующее (рис. 2):

- случайный угол φ отклонения вектора смещения средней точки $c=(a+b)/2$ отрезка ab от вертикали равномерно распределён в интервале $[0, 2\pi)$;
- случайная величина смещения нормально распределена с нулевым средним значением и абсолютным СКО $|b-a|\sigma$.

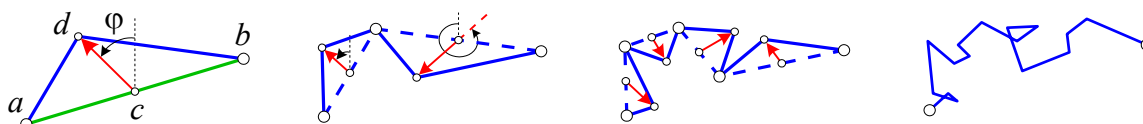


Рис. 2. Метод срединного смещения

Используя предложенную нами ранее методологию [7], для повышения гибкости алгоритма построения ФБЛ введем в список его параметров *признак направления срединного смещения* $D_\varphi \in \{0,1\}$: при $D_\varphi=0$ смещение происходит по вертикали с углом $\varphi=0$, тогда как при $D_\varphi=1$ производится генерирование случайного угла отклонения $\varphi = \text{rnd}(2\pi)$.

Начальное значение смещения задаётся пропорциональным длине исходного отрезка $|b-a|$, а на каждой следующей рекурсии параметр σ уменьшается в 2^H раз, где $H \in [0,1]$ – *показатель Херста*, задающий степень хаотичности ФБЛ и коррелированности смещений. При $H=0$ неизменное значение σ при уменьшении длин отрезков приводит к максимальной изрезанности ФБЛ.

Рекурсивная функция $FBLrec(L, b, \sigma, \delta, r, D_\varphi, H)$ построения фрактальной броуновской линии с аргументами L (списком вершин построенной части линии, последняя точка которого a является началом следующего отрезка ab), точкой b , абсолютным СКО σ , минимальной длиной разбиваемого отрезка δ и глубиной рекурсии r работает по следующему алгоритму.

```

☐  $FBLrec(L, b, \sigma, \delta, r, D_\varphi, H)$ 
{  $a = L_{size(L)}, V = b - a;$  // начало отрезка и его направление
  если  $\{r=0\} \vee \{|V| < \delta\}$ , то // условия остановки разбиения отрезка
    {  $b \rightarrow L;$  // добавление в список новой точки
       $line(a, b);$  // вывод отрезка  $ab$ 
      возврат  $L$  }; // выход из рекурсии
     $\varphi = D_\varphi \cdot rnd(2\pi), \sigma = \sigma / 2^H;$  // параметры смещения
     $d = a + 0.5V + rf(\sigma) \cdot [\sin(\varphi) \cos(\varphi)];$  // смещение средней точки
     $L = FBLrec(L, d, \sigma, \delta, -r, D_\varphi, H);$  // разбиение отрезка  $ad$ 
    возврат  $FBLrec(L, b, \sigma, \delta, r, D_\varphi, H);$  // разбиение отрезка  $db$ 
  }
☐

```

Построение ФБЛ на отрезке ab осуществляется заданием начального значения погонного СКО σ , соответствующего единице длины отрезка $|b-a|$, и однократным вычислением списка её вершин $L = FBLrec(a, b, |b-a|, \sigma, \delta, r, D_\varphi, H)$. Для создания броуновского фрактала на базовой полилинии $p_1 p_2 \dots p_n$ инициализируется начальный список, состоящий из её первой вершины $L = \{p_1\}$, после чего в цикле:

$$L = FBLrec(L, p_i, |p_i - p_{i-1}|, \sigma, \delta, r, D_\varphi, H) \quad \forall i = \overline{2, n}$$

к нему подстраиваются сегменты ФБЛ на отрезках $p_{i-1} p_i$.

На рис. 3 показаны четыре группы реализаций алгоритма $FBLrec$ на базовом единичном отрезке за $r=8$ рекурсий при разных значениях параметров σ , D_φ и H . Изучение графиков приводит к следующим выводам:

- при строго вертикальных срединных смещениях ($D_\varphi = 0$) абсциссы всех точек ФБЛ изменяются монотонно, что позволяет строить на таких базовых линиях самонепересекающиеся ландшафтные поверхности [4];
- изотропность срединного смещения ($D_\varphi = 1$) создает на фрактальных линиях хаотически расположенные петли и участки попятного движения – совсем как на реальных траекториях случайного блуждания частиц в молекулярной среде. Однако такое поведение ФБЛ усложняет их использование в качестве базовых линий фрактальных броуновских поверхностей, моделирующих строение поверхности природных ландшафтов, – они получаются чрезвычайно самопересекающимися и комковатыми, в чем мы скоро сможем убедиться;
- влияние показателя Херста $0 \leq H \leq 1$ на форму фрактальных линий сказывается на относительном содержании в их спектре высокочастотных гармоник (шума) и коррелированности соседних смещений. При малых значениях $H \approx 0$ доля шума максимальна, а направления соседних смещений в среднем противоположны. Наоборот, выбор $H \approx 1$ позволяет создать ФБЛ с малым уровнем высокочастотных колебаний и сильной коррелированностью соседних смещений.

Важной статистической характеристикой полилинии, отражающей ее непрямолинейность, является коэффициент удлинения – отношение полной длины линии к расстоянию между ее концами:

$$\gamma = \sum_{i=1}^{n-1} |p_i - p_{i+1}| / |p_1 - p_n| \quad (2a)$$

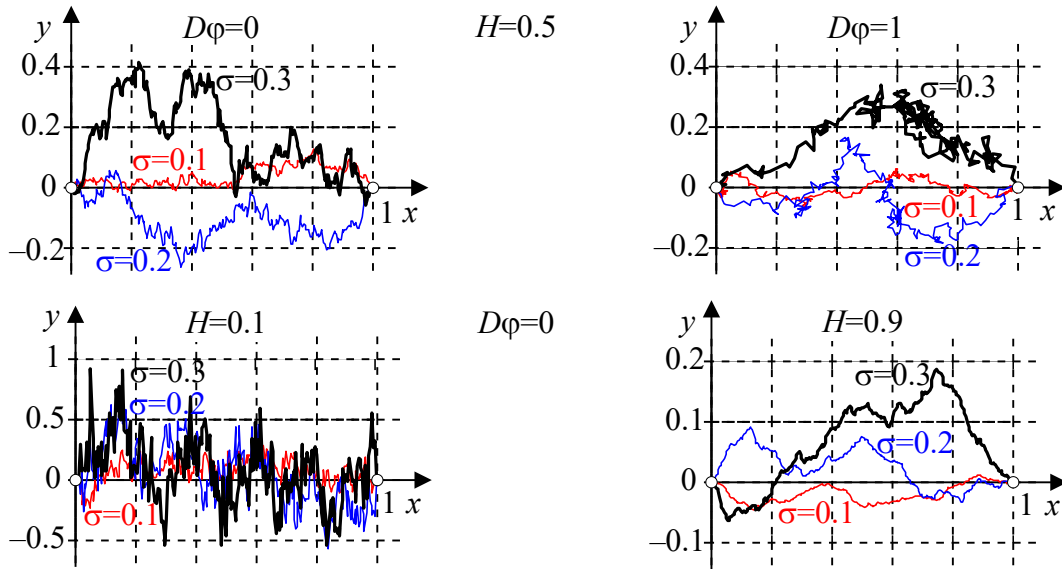


Рис. 3. Фрактальные броуновские линии

Зададим набор СКО $\sigma_j = 0.01j \quad \forall j = \overline{0, 50}$ и для каждого σ_j сгенерируем ансамбль из $K = 100$ фрактальных полилиний с вычисленными по (2а) значениями $\gamma_k \quad \forall k = \overline{1, K}$. Рассчитаем среднее значение коэффициента удлинения:

$$\gamma_{cp} = \text{mean}(\gamma_k). \tag{2б}$$

Наилучшие приближения $\gamma_{cp}(\sigma, H)$, вычисленные в MathCAD методом Левенберга-Марквардта с помощью функции *genfit* на $r = 8$ уровнях рекурсии для выборочных значений $H = 0.5$ и $\sigma = 0.3$, имеют следующий вид:

$$\gamma_{cp}(\sigma, 0.5) \approx 1 + 18.3\sigma^{1.16}, \quad \gamma_{cp}(0.3, H) \approx 1 + 69.6 \cdot 2^{-7.8H}. \tag{2в}$$

Графики этих зависимостей от параметров σ и H при выборочных глубинах рекурсии $r \in \{4, 6, 8, 10\}$ показаны на рис. 4.

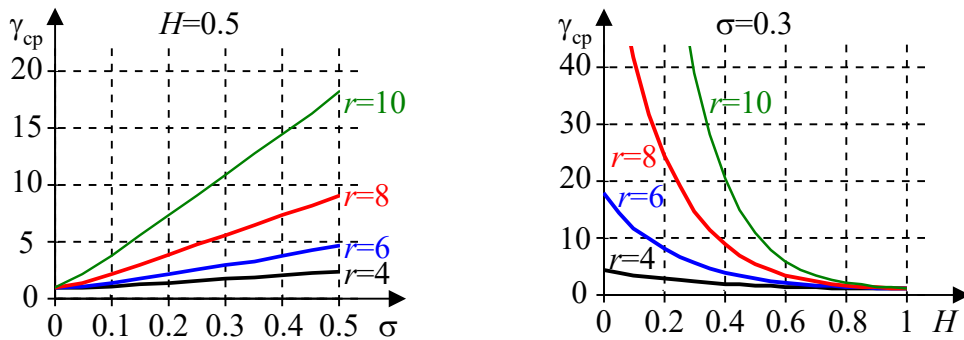


Рис. 4. Статистические свойства ФБЛ

Экспериментальная оценка размерности ФБЛ

Броуновская полилиния также является стохастическим линейным фракталом с неоднородными элементами (рис. 3). На рис. 5 построены графики усредненных по $K=100$ реализациям функции $FBLrec(a,b,\sigma,0,r,0,H)$ зависимостей их полной длины $\gamma_{cp}(\sigma,H,r)$ и размерности $d_{cp}(\sigma,H,r)$ от числа рекурсий r на наборе СКО $\sigma \in \{0.1, 0.2, 0.3\}$ нормального ГСЧ $rf(\sigma)$ и от показателя Херста $H \in \{0.1, 0.5, 0.9\}$. Выбор логарифмического масштаба позволяет обнаружить предельную линейную зависимость функции $\log_2(\gamma_{cp})$ от числа итераций и оценить полную длину ФБЛ зависимостью от двух параметров $\alpha(\sigma,H)$ и $\beta(\sigma,H)$:

$$\log_2(\gamma_{cp}) \approx \alpha(e^{-\beta r} + \beta r - 1)$$

с нулевыми значением и наклоном при $r=0$. Прямые измерения по графикам обнаруживают установившиеся значения коэффициентов наклона $\alpha\beta = 1 - H$.

Таким образом, оценка предельной длины ФБЛ приобретает вид $M_r(\sigma,H) \rightarrow 2^{(1-H)r}$, а ее фрактальная размерность

$$D_r(\sigma,H) = \lim_{r \rightarrow \infty} \frac{D_r}{1 - \log_2(M_r/M_{r-1})}$$

сходится к

$$D_r(\sigma,H) \rightarrow \frac{1}{1 - (1-H)r + (1-H)(r-1)} = \frac{1}{H} = \text{const } \forall r.$$

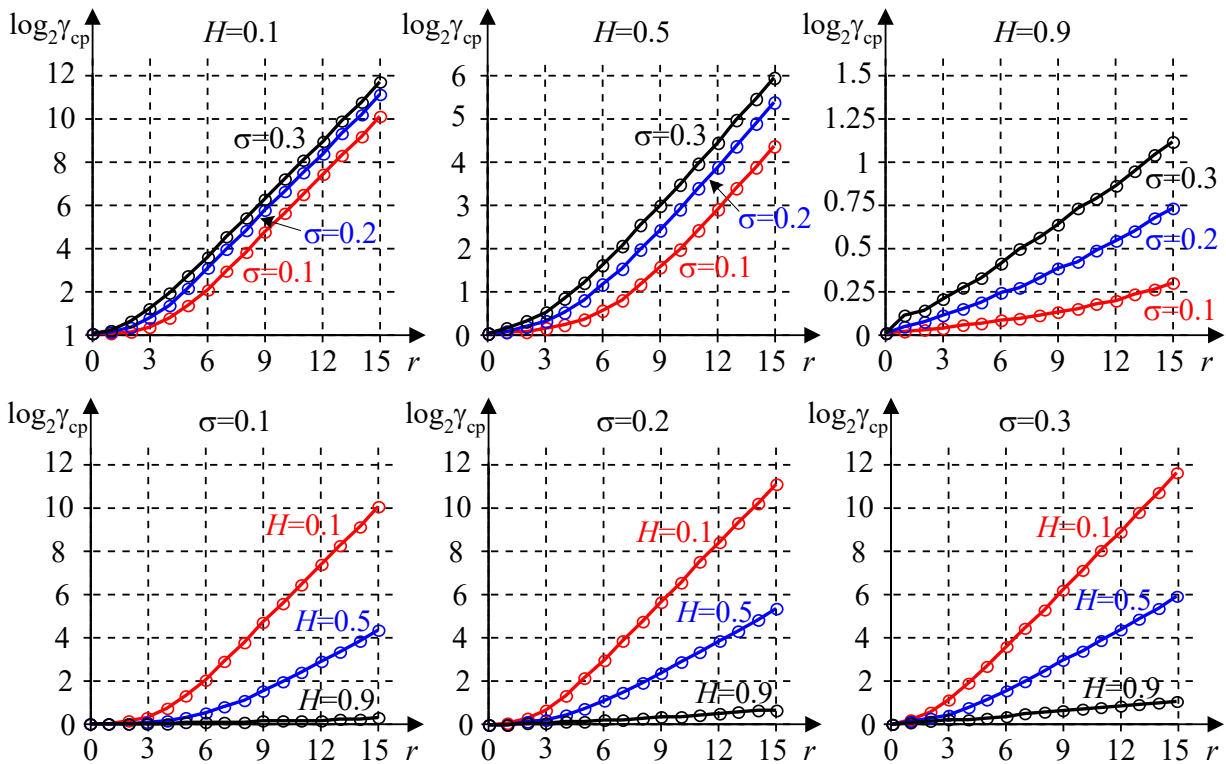


Рис. 5. Длина фрактальной броуновской линии

Это полностью согласуется с размерностью броуновского движения, приведенной в [1] и экспериментально подтверждается графиками на рис. 6, асимптотически сходящимися к пунктирно проведенным уровням $1/H$, независимым от значений σ . При этом скорость сходимости сильно замедляется по мере приближения показателя Херста H к 1.

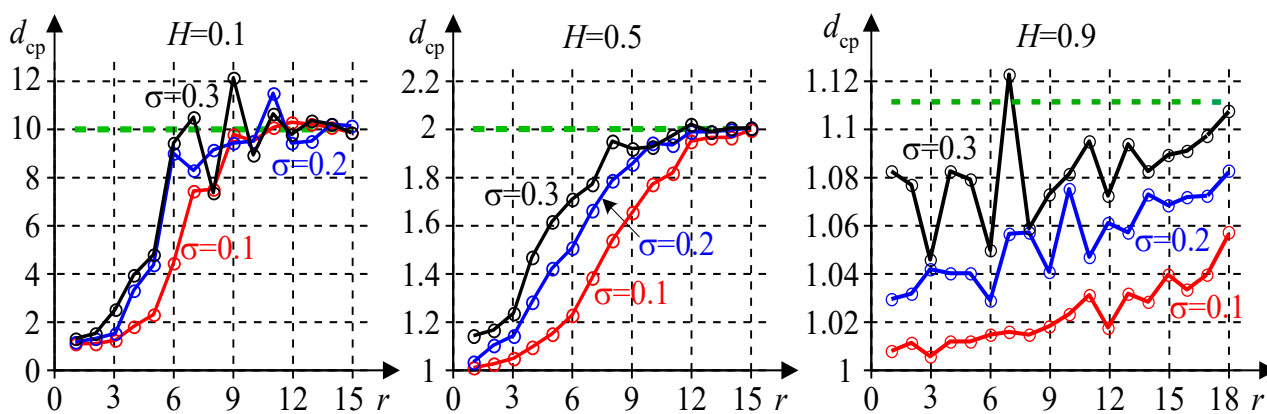


Рис. 6. Размерность фрактальной броуновской линии

Заключение

Получены усредненные характеристики траекторий броуновского движения, создаваемых с помощью генераторов равномерно и нормально распределенных случайных чисел. На основе этого становится возможным как оценить вид и область расположения полилинии при заданных значениях s , σ и r , так и задать эти параметры сообразно ее желаемому поведению.

Библиографический список

1. **Мандельброт, Б.** Фрактальная геометрия природы / Б. Мандельброт. – М.: Институт компьютерных исследований, 2002. – 656 с.
2. **Кроновер, Р.М.** Фракталы и хаос в динамических системах. Основы теории / Р.М. Кроновер. – М.: Постмаркет, 2000. – 352 с.
3. **Федер, Е.** Фракталы / Е. Федер. – М.: Мир, 1991. – 254 с.
4. **Никулин, Е.А.** Компьютерная графика. Фракталы: учеб. пособие для вузов / Е.А. Никулин. – СПб.: Издательство «Лань», 2018. – 100 с.
5. **Никулин, Е.А.** Компьютерная графика. Оптическая визуализация: учеб. пособие для вузов. / Е.А. Никулин. – СПб.: Издательство «Лань», 2018. – 200 с.
6. **Никулин, Е.А.** Компьютерная графика. Модели и алгоритмы: учеб. пособие для вузов / Е.А. Никулин. – СПб.: Издательство «Лань», 2017. – 708 с.
7. **Никулин, Е.А.** Исследование фрактальных полилиний // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2018. № 3(122). – С. 23-31.

Дата поступления
в редакцию 11. 01.2019

Е.А. Nikulin

COMPUTER INVESTIGATION OF THE BROWN MOVEMENT BY MEANS OF STATISTICAL FRACTAL ANALYSIS

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

Purpose: The establishment of statistical regularities of random Brownian motion.

Methodology: Random isotropic displacement of midpoints of polyline segments.

Experiments: A statistical experiment was performed to evaluate the length and dimension of a fractal polyline.

Results: Statistical properties and fractal dimension of random Brownian polylines are obtained.

Findings: A method for estimating the dimension of inhomogeneous fractal polylines is proposed.

Research implications: Computer synthesis of random fractal objects with desired properties.

Key words: Brownian motion, fractal polyline, fractal dimension.

УДК 004.896:681.5

И.В. Рядчиков¹, А.А. Гусев¹, С.И. Сеченев¹, Е.В. Никульчев²

ГЕНЕТИЧЕСКИЙ АЛГОРИТМ ПОИСКА ПАРАМЕТРОВ ПИД-РЕГУЛЯТОРОВ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ШАГАЮЩЕГО РОБОТА

Кубанский государственный университет¹,
МИРЭА – Российский технологический университет²

Цель работы – разработка генетического алгоритма настройки ПИД-регуляторов гироскопической системы динамической стабилизации для шагающего робота. Используется метод выбора параметров ПИД-регуляторов нелинейными объектами на основе генетического алгоритма. Проведено модельное исследование разработанного генетического алгоритма в среде Simulink и получены параметры ПИД-регуляторов. С помощью предложенной функции приспособленности получено управление системой, удовлетворяющее заданным требованиям к качеству реализации. Предложен подход к обработке исключений решателя, позволяющий улучшить вычислительные затраты непрерывного моделирования во время генетического поиска. Приведенные результаты направлены на решение конкретной практической задачи стабилизации робота при ходьбе, однако исследование может являться базовым по разработке методик эволюционной настройки гироскопических систем стабилизации.

Ключевые слова: система динамической стабилизации, шагающий робот, обратный маятник, генетический алгоритм, ПИД-регулятор, гироскопическая стабилизация.

Введение

Пропорционально-дифференциально-интегральные (ПИД)-регуляторы являются одним из широко применяемых инструментов управления техническими устройствами, что связано как с развитыми методиками настройки параметров регуляторов, так и с их реализацией во многих промышленных контроллерах.

Среди огромного числа разнообразных методов глобальной оптимизации [1-3] в настройке ПИД-регуляторов сравнительно большее распространение к настоящему времени получили генетические алгоритмы [4, 5]. Это объясняется их сравнительной простотой и универсальностью постановки задачи для генетического поиска, достаточно высокой степенью защиты данного метода от «зацикливания» в локальном экстремуме, робастностью получающихся решений, а также наличием встроенного решателя генетических алгоритмов во многих математических пакетах. Тем не менее, необходимо отметить и сложности в работе с генетическими алгоритмами: не всегда просто перевести требования к нелинейной системе в запись целевой функции (функции приспособленности) генетического алгоритма; часто необходимы дополнительные ограничения на область поиска параметров во избежание получения решений, приводящих к ошибкам решателя при имитационном моделировании; генетический поиск является ресурсоемким процессом, что, однако, может быть сглажено использованием параллельных вычислений на многоядерных или многопроцессорных системах. Указанные противоречия применения генетических алгоритмов создают спрос на исследование применимости данного подхода к конкретным задачам, поиск подходящих функций приспособленности и наборов параметров генетических операторов, описание и устранение возникающих затруднений применения генетических алгоритмов.

Проектирование шагающих роботов является одним из быстроразвивающихся направлений робототехники [6, 7], что связано с их возможностями по преодолению препятствий и маневренности. В качестве базовой модели объекта управления рассматривается модель обратного маятника [8] как широко используемое модельное приближение стабилизации центра масс шагающего человекоподобного робота. Шаг робота моделируется с помощью отклонения маятника от положения равновесия. Модель обратного маятника может быть дополнена

одним или несколькими гироскопическими устройствами, создающими необходимый момент для стабилизации робота при отклонениях, возникающих при ходьбе.

В статье построен генетический алгоритм поиска параметров двух ПИД-регуляторов, управляющих системой компенсации отклонений корпуса при ходьбе робота. Предложенная функция приспособленности и параметры генетических операторов позволяют найти приемлемое управление за 2 часа параллельной эволюции на 4-ядерном микропроцессоре Intel(R) Core (TM) i7-7700 с тактовой частотой 3601 МГц и 12 ГБ оперативной памяти для хранения популяций решений.

Математическая модель отклонения робота

Исследуемая механическая модель шагающего робота (рис. 1) состоит из балки «а» массой m_a и длиной l_a , закрепленной на шарнире с коэффициентом вязкого трения c_b . На балке «а» закреплен куб «корпус» стороной d . Центр куба находится на конце балки «а». Масса куба m_c распределена равномерно. Через центр куба проходит балка «б» длиной l_b и массой m_b перпендикулярная балке «а». По обоим концам балки «б» прикреплены гироскопические устройства ГУ1, ГУ2. Массы гироскопических устройств равны и составляют величину m_g для одного устройства. Коэффициент вязкого трения в гироскопическом устройстве составляет величину c_g . Отклонение корпуса от положения равновесия происходит перпендикулярно балке «б» на величину θ . Угол поворота гироскопических устройств ГУ1, ГУ2 составляет величины θ_g и $-\theta_g$ соответственно. Механическое состояние робота описывается вектором обобщенных координат $q = (\theta, \theta_g)^T$.

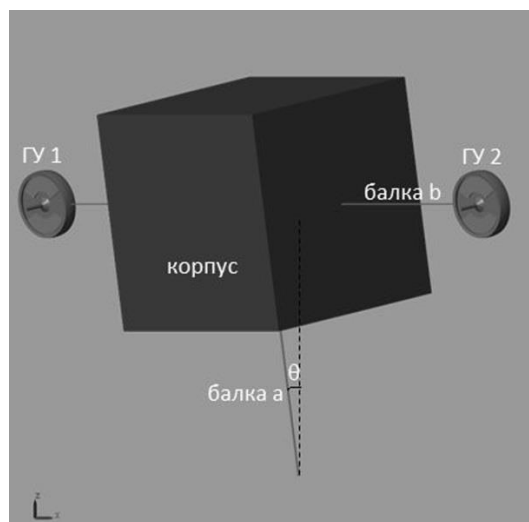


Рис. 1. Механическая модель робота

Согласно теореме Гюйгенса-Штейнера, кинетическая энергия отклонения корпуса робота на угол θ перпендикулярно балке «б» составляет величину:

$$T_c = \frac{1}{2}(m_c l_a^2 + J_c)\dot{\theta}^2,$$

где J_c – момент инерции корпуса.

Кинетическая энергия гироскопического устройства составляет величину:

$$T_g = \frac{1}{2}m_g l_a^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}J_g(\dot{\theta}_g + \dot{\theta})^2,$$

где J_g – момент инерции гироскопического устройства.

Кинетическая энергия балки «а» составляет:

$$T_a = \frac{1}{2}(m_a l_{a_{cm}}^2 + J_a)\dot{\theta}^2,$$

где J_a – момент инерции балки «а», $l_{a_{cm}}$ – расстояние от шарнира до центра масс балки «а».

Кинетическая энергия балки «b» составляет:

$$T_b = \frac{1}{2}(m_b l_a^2 + J_b)\dot{\theta}^2,$$

где J_b – момент инерции балки «b».

Согласно свойству аддитивности кинетической энергии твердого тела, общая кинетическая энергия робота составит:

$$T = T_c + 2T_g + T_a + T_b$$

Потенциальная энергия робота составляет величину:

$$P = [m_a l_{a_{cm}} + (m_c + 2m_g + m_b)l_a]g\cos\theta$$

Лагранжиан робота равен:

$$L = T_c + 2T_g + T_a + T_b - [m_a l_{a_{cm}} + (m_c + 2m_g + m_b)l_a]g\cos\theta \quad (1)$$

Введем замены $m_{top} = m_c + 2m_g + m_b$, $J_r = J_a + J_b + J_c + 2J_g$ и выпишем частные производные уравнения (1):

$$\frac{\delta L}{\delta \dot{\theta}} = \dot{\theta}(J_r + m_a l_{a_{cm}}^2 + m_{top} l_a^2) + 2J_g \dot{\theta}_g \quad (2)$$

$$\frac{\delta L}{\delta \dot{\theta}_g} = 2J_g(\dot{\theta} + \dot{\theta}_g) \quad (3)$$

$$\frac{\delta L}{\delta \theta} = (m_a l_{a_{cm}} + m_{top} l_a)g\sin\theta$$

$$\frac{\delta L}{\delta \theta_g} = 0$$

Продифференцируем (2) и (3) по времени:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\delta L}{\delta \dot{\theta}}\right) = \ddot{\theta}(J_r + m_a l_{a_{cm}}^2 + m_{top} l_a^2) + 2J_g \ddot{\theta}_g$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\delta L}{\delta \dot{\theta}_g}\right) = 2J_g(\ddot{\theta} + \ddot{\theta}_g)$$

Воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода (4) для вывода уравнений движения робота (5)–(6):

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\delta L}{\delta \dot{q}_i}\right) - \frac{\delta L}{\delta q_i} = \tau_i, \quad (4)$$

где τ_i – обобщенные непотенциальные силы, действующие на робота; q_i – обобщенные координаты робота.

$$\ddot{\theta}(J_r + m_a l_{a_{cm}}^2 + m_{top} l_a^2) + 2J_g \ddot{\theta}_g - (m_a l_{a_{cm}} + m_{top} l_a)g\sin\theta = -c_b \dot{\theta} \quad (5)$$

$$2J_g(\ddot{\theta} + \ddot{\theta}_g) = -c_g \dot{\theta}_g + H\dot{\theta}_g, \text{ где} \quad (6)$$

$H = const$ – кинетический момент маховика гироскопического устройства.

Пренебрегая вязким трением в шарнире и в гироскопическом устройстве, считая массы балок незначительными и вводя замену $l = l_a, m = m_c + 2m_g$, получим:

$$\ddot{\theta} = \frac{m_l g \sin\theta - H\dot{\theta}_g}{J_c + ml^2} \quad (7)$$

$$\ddot{\theta}_g = \frac{H\dot{\theta}_g(J_c + 2J_g + ml^2) - 2J_g m_l g \sin\theta}{2J_g(J_c + ml^2)}. \quad (8)$$

Генетический алгоритм для поиска параметров ПИД-регуляторов

Решаемая задача состоит в поиске параметров ПИД-регуляторов системы динамической стабилизации, управляющих скоростью антисимметричного вращения гироскопических устройств. Структурная схема управления приведена в форме Simulink-модели на рис. 2.

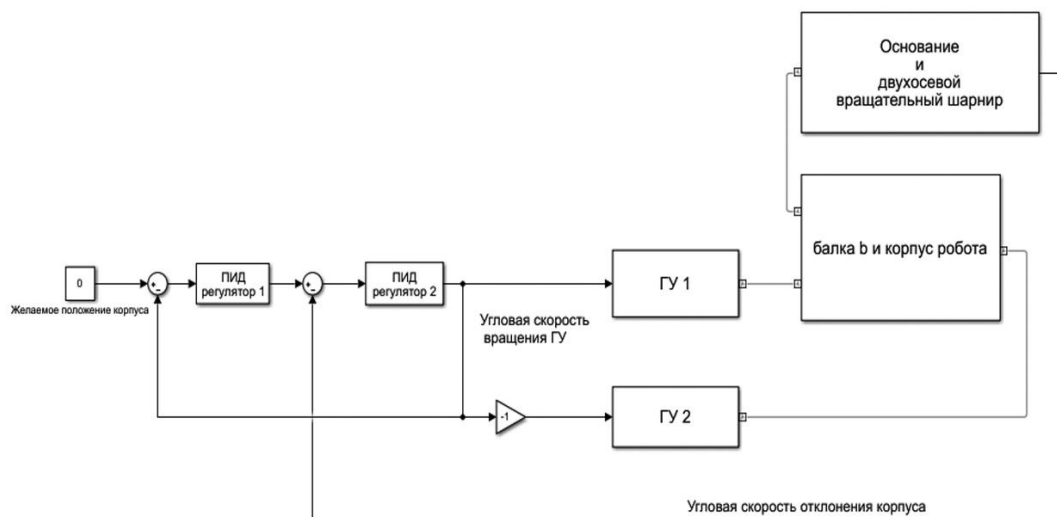


Рис. 2. Структура системы стабилизации робота

Настройка состоит в поиске коэффициентов регуляторов, при которых корпус робота возвращается к положению равновесия при заданной величине начального отклонения корпуса θ_{init} , возникающему в момент модельного времени t . Конкретные механические параметры задачи приведены в табл. 1. Методом решения выступает настройка и исполнение генетического алгоритма для определения оптимального набора параметров регуляторов.

Таблица 1

Механические параметры

№ п/п	Параметр	Значение	Единицы измерения
1	d	2	м
2	l_a	2,5	м
3	m_c	3520	кг
4	H	9000	Н м с
5	θ_{init}	10	градусы
6	t	0	с
7	m_g	227,68	кг
8	Положение равновесия	0	градусы

Генетический алгоритм (рис. 3) – это метод оптимизации на основе эволюционных вычислений, использующий механизмы случайного подбора, комбинирования и вариации искомым параметров, аналогичные естественному отбору в природе [9]. Решение задачи оптимизации представляется в виде генотипа – вектора генов, где каждый ген является битом, числом или другим объектом. При решении нашей задачи генотип состоял из набора параметров регуляторов. В ходе работы генетического алгоритма случайным образом создается набор из s -генотипов начальной популяции решений P . Каждому генотипу s_i сопоставляется определенное значение функции приспособленности f , заданной исследователем. На основе значений функции приспособленности отбираются лучшие генотипы s'_k и s''_k , к которым затем применяются генетические операторы – скрещивание (кроссинговер) и мутация, в результате чего появляется новое поколение решений, для которых процедура повторяется [10]. Процесс останавливается через заданное исследователем число поколений с одинаковым лучшим значением функции приспособленности в поколении, по исчерпанию заданного числа поколений, либо времени, отпущенного на генетический поиск [11].

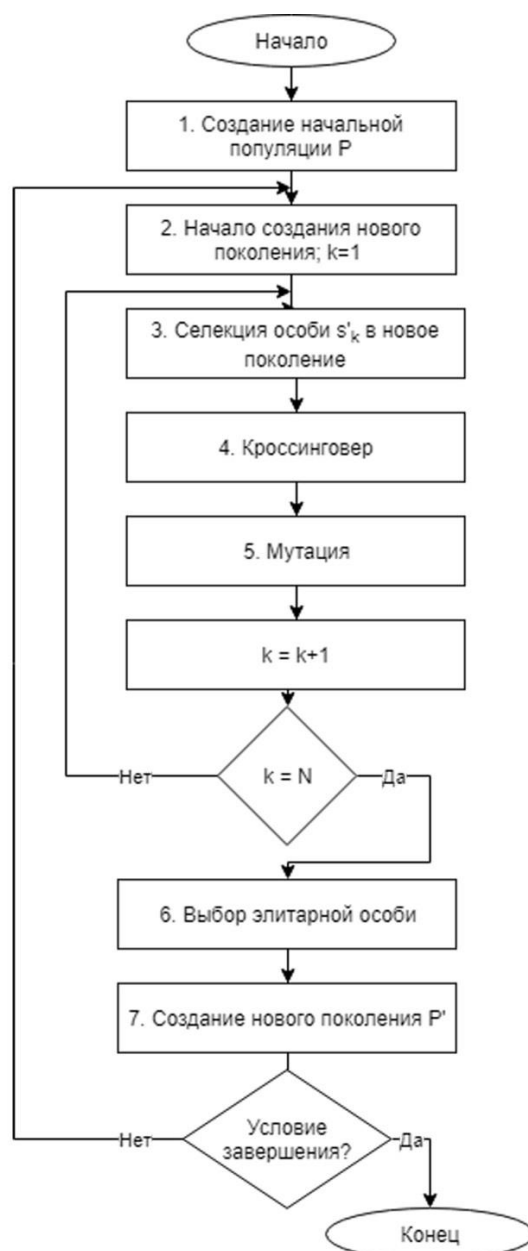


Рис. 3. Блок-схема стандартного генетического алгоритма

Необходимо отметить, что эволюция может идти как в направлении увеличения значений функции приспособленности, так и в направлении ее минимизации. Выбор направления зависит от настроек пакета, используемого для реализации генетического алгоритма. Изменение направления поиска обычно регулируется с помощью знака функции приспособленности. В исследовании генетический поиск шел в направлении *минимизации* функции приспособленности.

С использованием инструментального средства для создания генетических алгоритмов *ga* из набора Global Optimization Toolbox пакета MATLAB R2018a осуществлен поиск решения задачи минимизации функции приспособленности f , отражающей неравенство угла отклонения корпуса робота нулю (N) и немонотонность убывания угла отклонения (M):

$$f = N + M.$$

Здесь $N = \sum w_1 \cdot |\theta_i|$; $M = R \cdot w_2$, где R — количество случаев, когда при $i > j$ выполняется $\theta_i > \theta_j$; θ_i — угол отклонения для модельного момента t_i ; w_1, w_2 — весовые коэффициенты, в данном исследовании оба равные 100.

Исходные данные для расчета функции приспособленности решения получаются из имитационной Simulink-модели с системой динамической стабилизации при ее прогоне с проверяемым генотипом параметров регуляторов в течение 10 с модельного времени. Параметры решателя MATLAB, использованные при имитационном моделировании приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры решателя MATLAB

№ п/п	Название параметра	Значение
1	Starttime	0
2	Stoptime	10
3	Type	Variable-step
4	Solver	ode15s (stiff/NDF)
5	Maxstep size	0.01
6	Min step size	0.00001
7	Initial step size	auto
8	Relative tolerance	1e-3
9	Absolute tolerance	auto

Выбранные параметры работы генетического алгоритма приведены в табл. 3. Подробное описание вычислительного значения параметров приведено в справочной системе пакета MATLABR2018a.

Таблица 3

Параметры работы генетического алгоритма

№ п/п	Название параметра	Значение
1	Population type	Double vector
2	Creation function	Uniform
3	Scaling function	Rank
4	Selection function	Stochastic uniform
5	Mutation function	Gaussian
6	Elite count	0.05*PopulationSize
7	Crossover fraction	0.8
8	Use parallel	1
9	MaxGenerations	150

Спустя 50 поколений генетического отбора (рис. 4) были найдены параметры (табл. 4), соответствовавшие минимуму функции приспособленности 2571,77. Значение функции приспособленности для сгенерированной случайным образом начальной популяции решений составляло 3200.

Таблица 4

Найденные коэффициенты регуляторов

Регуляторы	P	I	D	N (коэффициент фильтрации)
ПИД-регулятор 1	-0,1628	-0,0439	0,0650	2,3974
ПИД-регулятор 2	99,8108	143,6955	0,9534	40,5466

Динамика корпуса робота с найденными параметрами каскада ПИД-регуляторов показана на рис. 5.

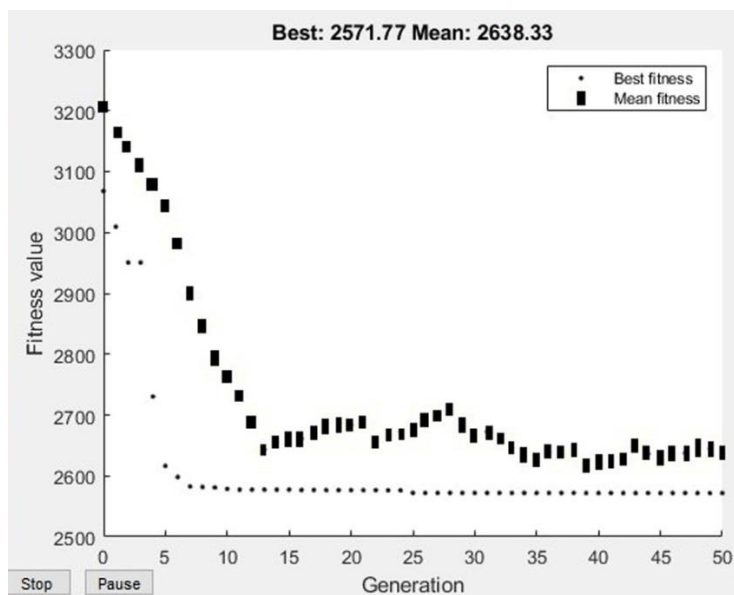


Рис. 4. Процесс работы генетического алгоритма:

Oy – значение функции приспособленности; Ox – порядковый номер поколения; круглые отметки – лучшие (минимальные) значения функции приспособленности в поколении; прямоугольные отметки – средние значения функции приспособленности по всем особям поколения

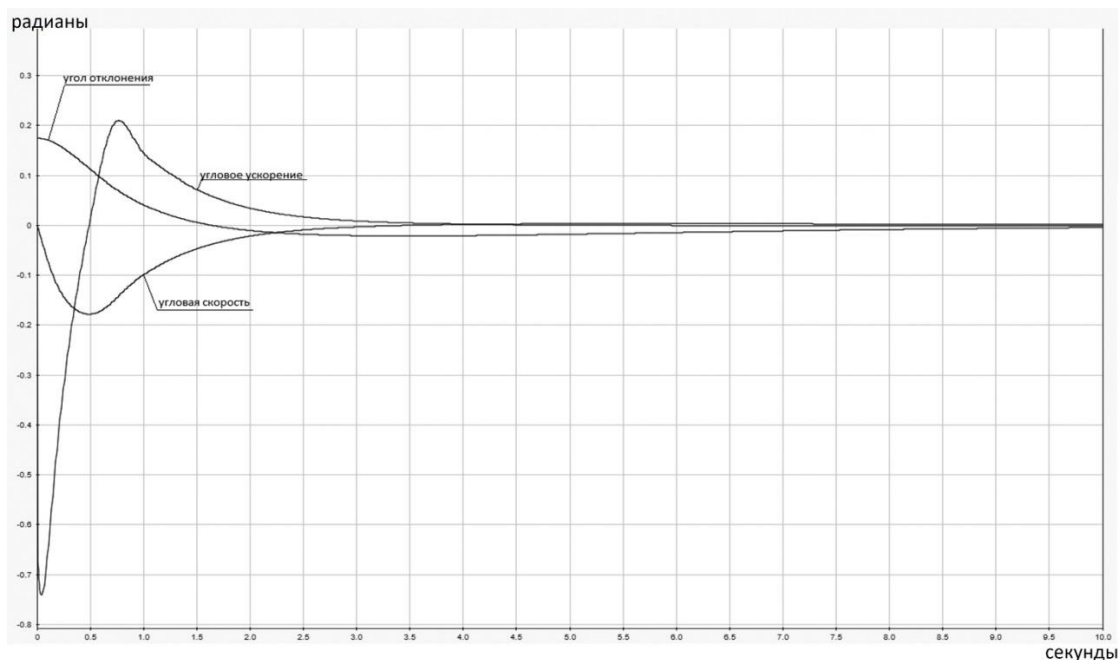


Рис. 5. Компенсация отклонения корпуса при управлении, найденном генетическим алгоритмом

Для повышения скорости работы генетического алгоритма использовались параллельные вычисления на четырех исполнителях с использованием пакета MATLAB Parallel Computing Toolbox.

Недостатком реализации генетических алгоритмов в среде MATLAB/Simulink является «застывание» решателя на наборах параметров, приводящих к неограниченному росту автоколебаний в системе. Точный расчет таких колебаний требует существенного уменьшения временной продолжительности шага решателя. В некоторых случаях заданная в настройках решателя точность расчетов не может быть достигнута при минимальной заданной длине

шага, что приводит к аварийному завершению работы всего генетического алгоритма. Возможны два способа преодоления указанного недостатка: по первому – область поиска параметров ограничивается с использованием свойства Initial Population Range класса параметров функции ga. Однако применение данного подхода может привести к нахождению локальных минимумов вследствие установленных ограничений. Кроме того, не всегда возможно априорно оценить границы наборов параметров, потенциально могущих привести к затруднениям работы решателя. Вторым способом является обработка исключения Diagnostic Error через обращение к свойству Execution Info. Stop Event класса метаданных текущей симуляции модели. При возникновении такого исключения значение функции приспособленности можно искусственно установить достаточно большим, чтобы генетический алгоритм считал такой набор параметров нежелательным и уходил из области возникновения затруднений.

Заключение

В работе решена задача применения генетического алгоритма для поиска коэффициентов ПИД-регуляторов системы динамической стабилизации шагающего робота. Разработана математическая модель отклонения корпуса робота и предложена структура системы динамической стабилизации робота на основе пар гироскопических устройств. Предложен вид функции приспособленности для оптимизации ПИД-коэффициентов с помощью генетического алгоритма и указаны параметры генетических операторов. Представлены результаты моделирования процесса стабилизации корпуса робота с использованием найденных коэффициентов, результаты являются оптимальными для выбранных параметров механической модели робота. При изменении конфигурации модели генетический поиск необходимо повторить, используя ту же функцию приспособленности.

Работа выполнена в рамках госзадания Минобрнауки России, проект № 8.2321.2017/4.6.

Библиографический список

1. **Coelho, L.S.** Tuning of PID controller for an automatic regulator voltage system using chaotic optimization approach. / L.S. Coelho // Chaos, Solitons & Fractals. – 2009. – Vol. 39. – № 4. – P. 1504-1514.
2. **Ozana, S.** PID Controller Design Based On Global Optimization Technique With Additional Constraints. / S. Ozana, T. Docekal // Journal of Electrical Engineering. – 2016. – Vol. 67, № 3. – P. 160-168.
3. **Carotenuto, L.** Maximizing performance and robustness of PI and PID controllers by global optimization. / L. Carotenuto, P. Pugliese, Ya. D. Sergeyev // Control and Intelligent Systems. – 2006. – Vol. 34, № 3. – P. 225-235.
4. **Mirzal, A.** PID Parameters Optimization by Using Genetic Algorithm. / A. Mirzal, Y. Shinichiro, F. Masashi // ISTECS Journal. – 2006. – Vol. 8. – P. 34-43.
5. **Jayachitra, A.** Genetic Algorithm Based PID Controller Tuning Approach for Continuous Stirred Tank Reactor. / A. Jayachitra, R. Vinodha // Advances in Artificial Intelligence. – 2014. – Vol. 2014. – P. 1-8.
6. **Решмин, С.А.** Оптимальное по быстродействию управление перевернутым маятником в формсинтеза. / С.А. Решмин, Ф.Л. Черноушко // Известия РАН. Теория и системы управления. – 2006. – № 3. – С. 51–62.
7. **Ryadchikov, I.** Control and Stability Evaluation of the Bipedal Walking Robot Anywalker. / I. Ryadchikov, S. Sechenov, E. Nikulchev et al. // International Review of Automatic Control. – 2018. – Vol. 11, № 4. – P. 160-165.
8. **Савин, С.И.** Методы управления движением шагающих внутритрубных роботов. / С.И. Савин, Л.Ю. Ворочаева // Cloudof Science. – 2018. – Т. 5, № 1. – С. 163–195.
9. **McCall, J.** Genetic algorithms for modelling and optimization. / J. McCall // Journal of Computational and Applied Mathematics. – 2005. – Vol. 184, № 1. – P. 205-222.
10. **Samakwong, T.** PID Controller Design for Electro-hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm. / T. Samakwong, A. Wudhichai // Procedia Computer Science. – 2016. – Vol. 86. – P. 91-94.

11. **Haupt, R.L.** Practical Genetic Algorithms. / R.L. Haupt, S.E. Haupt. – 2nd Ed. – Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2004. – 253 p.

Дата поступления

в редакцию: 11.01.2019

I.V. Ryadchikov¹, A.A. Gusev¹, S.I. Sechenov¹, E.V. Nikulchev²

GENETIC ALGORITHM FOR SEARCH PID-CONTROLLERS PARAMETERS OF A WALKING ROBOT STABILIZATION

Kuban state university, Krasnodar¹,
MIREA – Russian technological university²

Purpose: The study investigates the details of implementation of a genetic algorithm for tuning the PID controllers of a gyroscopic dynamic stabilization system for a walking robot. Design/methodology/approach: Inverted pendulum with paired gyroscopic units provides a mechanical model of a stabilization system for a walking robot. Subsequently, the system under control is non-linear. It demands an effective and robust approach to tuning the controllers. Thus, we developed a genetic algorithm in Simulink environment to identify the optimal PID parameters.

Findings: It is possible to obtain quite a good control for the system using the fitness function we propose. The computational difficulties of continuous simulations during the genetic search can be softened using the parallel computations and the approach to handle the solver's exceptions that we suggest.

Research limitations/implications: The present study provides a starting-point for further research in evolutionary tuning the gyroscopic-based stabilization systems of walking robots.

Originality/values: The proposed fitness function and parameters of genetic operators have proven to be useful in tuning the controllers for the gyroscopic stabilization system discussed in the paper. The approach developed in the study can be easily spread out for a wider class of mechanical parameters of the robot and the stabilization systems which use different number of gyroscopic units to stabilize the robot body.

Key words: dynamic stabilization system, walking robot, inverted pendulum, genetic algorithm, PID controller, gyroscopic stabilization.

УДК 330.4

Р.В. Шамин^{1,2}, А.Г. Шмелева^{1,2}, М.В. Шермадини², Э.Б. Юсупов³,
С.Ю. Обыденнова⁴, Т.Д. Морозовская⁴

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИННОВАЦИЙ

МИРЭА – Российский технологический университет¹,
Российский университет дружбы народов²,
Московская государственная консерватория им. П.И. Чайковского³,
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева⁴

Инновации играют ключевую роль в современной экономике. При этом понятие инновации является описательным и многозначным, в связи с чем возникает задача ее формального определения. Помимо этого, для ранжирования инноваций необходимо располагать их количественной оценкой. В статье представлено формальное определение инноваций в задачах принятия экономических решений. Рассматриваются задачи оптимизации и теоретико-игровые постановки задач. Показано, что можно сформулировать определение инноваций как расширение множества допустимых решений или множества стратегий в играх. Предложенный подход позволяет получить количественную оценку эффективности инноваций. Показана связь между ценностью инноваций и ценностью информации в экономических задачах.

Ключевые слова: инновации, количественная оценка ценности, оптимизационные задачи, теория игр, информация.

Введение

Основой современной экономики является использование инноваций при разработке стратегий развития бизнеса [1]. Инновационная экономика формирует требования и выявляет закономерности развития сложных систем, оценивая качественные показатели внедрения уникальных решений. Определение инновации включает совокупность организационных, технических, технологических идей, реализованную для практического внедрения, обеспечивающую коммерческую эффективность в условиях рыночной экономики. Основными характеристиками инноваций являются научная новизна, степень практической применимости, коммерческая эффективность. Однако направления исследований и существующие модели описания и оценки инноваций основаны на качественных аспектах.

Предметом настоящей статьи является формальное определение инноваций в экономических ситуациях и вопрос о вычислении ценности инновации. Рассмотрим две достаточно общие модели экономических ситуаций. Первая экономическая модель состоит в общей задаче оптимизации, когда необходимо принять определенное решение из множества допустимых решений. Решение принимается таким образом, чтобы максимизировать целевую функцию. Вторая задача является игровой постановкой, когда необходимо сделать выбор собственной стратегии, но результат будет зависеть не только от выбранной стратегии, но и от стратегий, выбранных другими участниками. Обе задачи являются распространенными в экономике.

В рассматриваемых ситуациях под инновациями понимается расширение множества допустимых решений (в первой задаче) и множества стратегий (во второй задаче). Таким образом, инновации в предлагаемой авторами модели могут быть оценены по выигрышу, который увеличивается благодаря применению инноваций. Следовательно, последним можно дать объективную оценку. Вопросы, связанные с фактическим применением инноваций и относящиеся к прикладной области, в настоящей статье не рассматриваются.

Предложенный в статье подход позволяет также оценивать информацию, которая влияет на экономические показатели объекта и открывает возможности для формального оценивания информации в экономике.

Рассмотрим две модельные задачи, для которых применим предлагаемый подход формализации и оценивания эффективности инноваций, и представим формальные модели инновации в оптимизационных задачах и теоретико-игровых постановках.

Постановка модельных задач

Рассмотрим оптимизационную задачу для некоторого предприятия. Предположим, что это предприятие выпускает два вида продукции, для производства которых используется три вида ресурсов. Через A_{ij} обозначим количество единиц i -го ресурса для производства j -го вида продукции. Обозначим через X_i объем выпуска i -го вида продукции. Через B_i обозначим запас i -го ресурса. Пусть C_i есть цена i -го вида продукции. В этом случае имеем следующую оптимизационную задачу линейного программирования:

$$\begin{aligned} A_{11} X_1 + A_{12} X_2 &\leq B_1, \\ A_{21} X_1 + A_{22} X_2 &\leq B_2, \\ A_{31} X_1 + A_{32} X_2 &\leq B_3, \\ X_1 \geq 0, X_2 &\geq 0. \\ F(X_1, X_2) &= C_1 \cdot X_1 + C_2 \cdot X_2 \rightarrow \max. \end{aligned}$$

Решение этой задачи хорошо известно [2]. Через Φ обозначим решение этой задачи (значение целевой функции на оптимальном решении). Рассмотрим влияние инновации на эту задачу.

Вариант 1.

Пусть в результате внедрения инновации I получен результат оценки, что можно более экономно расходовать ресурсы. В этом случае:

$$\begin{aligned} I(B_1) = B_1', I(B_2) = B_2', I(B_3) = B_3', \\ B_1 \leq B_1', B_2 \leq B_2', B_3 \leq B_3'. \end{aligned}$$

Обозначим через Φ^I оптимальное решение модифицированной задачи. Тогда справедливо соотношение:

$$\Phi^I \geq \Phi.$$

Величина $\Delta^I = \Phi^I - \Phi$ определяет ценность инновации.

Вариант 2.

Пусть в результате появления информации I можно производить новый вид продукции. Объем выпуска этого вида продукции обозначим через X_3 . Через C_3 обозначим цену этого продукта. Получим следующее расширение оптимизационной задачи:

$$\begin{aligned} A_{11} \cdot X_1 + A_{12} \cdot X_2 + A_{13} \cdot X_3 &\leq B_1, \\ A_{21} \cdot X_1 + A_{22} \cdot X_2 + A_{23} \cdot X_3 &\leq B_2, \\ A_{31} \cdot X_1 + A_{32} \cdot X_2 + A_{33} \cdot X_3 &\leq B_3, \\ X_1 \geq 0, X_2 \geq 0, X_3 &\geq 0. \\ F(X_1, X_2, X_3) &= C_1 \cdot X_1 + C_2 \cdot X_2 + C_3 \cdot X_3 \rightarrow \max. \end{aligned}$$

Обозначая через Φ^I решение этой оптимизационной задачи, получаем, что величина $\Delta^I = \Phi^I - \Phi$ показывает ценность информации в этом случае.

Вторая модельная задача относится к теории игр. Рассмотрим ситуацию, когда две фирмы борются за доли некоторого рынка. Выигрышем в этой игре является доля рынка. Будем предполагать, что эти две фирмы полностью делят рынок. Пусть в результате применения своих стратегий первая фирма получила долю p , а вторая фирма получила долю q . По предположению $p + q = 1$. В этом случае выигрыш первой фирмы является $H_1 = p - 0.5$, а выигрыш второй фирмы равен $H_2 = q - 0.5$. В этом случае $H_1 + H_2 = 0$ и игра является антагонистичной. Предположим, что у первой фирмы есть N стратегий, а у второй фирмы есть M стратегий.

Тогда игра задается платежной матрицей $A = \{a_{ij}\}$, где a_{ij} есть выигрыш первой фирмы при стратегиях i и j , выбранных первой и второй фирмами.

Такая игра всегда имеет решение в смешанных стратегиях [3]. Обозначим через H_1 выигрыш первой фирмы. Пусть в результате внедрения инновации I у первой фирмы появляются новые стратегии поведения. Через N^I обозначим новое количество стратегий. Предполагается, что $N < N^I$. Для каждой новой стратегии определяется соответствующий выигрыш. Таким образом, получим новую матрицу A^I размерности $N^I \times M$, элементы которой совпадают с A при $1 \leq i \leq N$. Следовательно, справедливо утверждать, что благодаря инновации получено расширение нашей игры. Через H_1^I обозначим выигрыш первой фирмы. Следовательно, величина $\Delta^I = H_1^I - H_1 \geq 0$ выражает ценность инновации в нашем случае.

Ценность инновации в оптимизационных задачах

Общая постановка оптимизационной задачи может быть сформулирована в следующем виде. Пусть на непустом множестве W задан функционал F , принимающий вещественные значения. Будем предполагать, что $\sup\{F[u]:u \in W\} < \infty$.

Для заданного множества $U \subset W$, которое называется множеством допустимых значений, ставится оптимизационная задача:

$$F^* = \sup\{F[u] : u \in U\}.$$

Предполагая множество W фиксированным, видим, что оптимальное значение F^* зависит от функционала F и выбранного множества допустимых значений U .

Через $B(W)$ обозначим множество всех подмножеств множества W .

Под инновацией в данной оптимизационной задаче можно понимать отображение

$$I : B(W) \rightarrow B(W),$$

удовлетворяющее условию:

$$V \subset I(V), \forall V \in B(W).$$

Следовательно, инновация приводит к расширению множества допустимых значений в оптимизационной задаче. При наличии инновации I имеем следующую оптимизационную задачу:

$$F^{*I} = \sup\{F[u] : u \in I(U)\}.$$

Поскольку $U \subset I(U)$, то имеем $F^* \leq F^{*I}$.

Тогда ценность инновации, которая обозначается через $v(I)$, определим по следующей формуле:

$$v(I) = F^{*I} - F^*.$$

Значение ценности инновации является размерным и зависит от размерности функционала F . Например, в экономических задачах это могут быть деньги, время или натуральные величины. Однако это определение позволяет ввести во множестве инноваций предпочтение. Предположим, что инновация I_1 более ценная, чем инновация I_2 , если $v(I_2) < v(I_1)$.

Абсолютная инновация – это отображение

$$I_A(U) = W, \forall U \in B(W).$$

Тогда для инновации I имеет место неравенство $v(I) \leq v(I_A)$.

Заметим, что в оптимизационных задачах мы не в праве, вообще говоря, произвольно увеличивать множество допустимых значений U , поскольку это множество отражает объективные ограничения на возможные решения. Для расширения этого множества необходимо внедрение инноваций [4].

Инновации в теоретико-игровых моделях

Рассмотрим постановку конечной бескоалиционной игры N лиц. Будем предполагать, что каждый игрок с номером n имеет в своем распоряжении S_n стратегий. Игра происходит

следующим образом: каждый игрок одновременно и независимо друг от друга выбирает по одной стратегии. Таким образом, формируется ситуация в игре, которая представляет собой N -мерный вектор $\sigma = (s_1, s_2, \dots, s_N)$, где $s_n \in S_n$.

После выбора стратегий каждый игрок получает свой выигрыш согласно функции выигрыша H_n , которая зависит от создавшейся ситуации $H_n = H_n(\sigma)$, $n = 1, 2, \dots, N$.

В теории игр рассматривается смешанное расширение, когда каждый игрок выбирает не одну какую-нибудь стратегию, а распределение вероятностей на множестве своих стратегий. Если мощность множества S_n равна M_n , тогда смешанной стратегией n -го игрока называется вектор

$$P_n = (p_1, p_2, \dots, p_{M_n}), p_i \geq 0, p_1 + p_2 + \dots + p_{M_n} = 1.$$

Выигрышем для i -го игрока называется математическое ожидание от функции выигрыша, в которой стратегии всех игроков являются случайными. Теорема Нэша [5] утверждает, что в смешанных стратегиях всегда существует ситуация равновесия σ^* , в рамках которой любому игроку невыгодно отказываться от собственной равновесной стратегии. Таким образом, можно говорить о выигрыше каждого игрока в конечной бескоалиционной игре. Обозначим этот выигрыш через V_i .

Для каждого множества стратегий S_i определим некоторое универсальное множество R_i , такое, что $S_i \subset R_i$. Обозначим через $B(R_i)$ множество всех подмножеств множества R_i .

Инновацией для i -го игрока можно называть отображение I

$$I: B(R_i) \rightarrow B(R_i).$$

При этом должно выполняться следующее свойство $R \subset I(R)$, $\forall R \in B(R_i)$.

Последнее свойство показывает, что влияние инновации увеличивает набор возможных стратегий для игрока, применяющего инновацию. Предполагаем, что с увеличением множества стратегий каждого из игроков, происходит увеличение значения функции выигрыша для новых стратегий.

Следовательно, можно количественно оценить эффективность инновации в рассматриваемой игровой ситуации:

$$v(I) = V_i^* - V_i,$$

где через V_i^* обозначен выигрыш i -го игрока при использовании инновации. С помощью функции v можно оценивать различные инновации. Определим, что инновация I_1 более ценная чем инновация I_2 , если $v(I_2) < v(I_1)$. Абсолютная инновация – это такое отображение $I_A(R) = R_i$, $\forall R \in B(R_i)$.

Таким образом, инновации экономической ситуации, описываемой теорией игр, представляют собой расширения спектра возможных стратегий в игре и, соответственно, общий выигрыш.

Инновации и информация в экономике

Оценка инновации рассматривается как механизм, расширяющий возможности по принятию экономических решений. В реалиях современной экономики в качестве таких инноваций часто выступают ключевые технологические компетенции и новые технологии. Их можно рассматривать как информацию для экономического субъекта. Существующая теория информации направлена на уменьшение неопределенности. Определение ценности информации как количественной меры позволяет снизить неопределенность [6]. Предложенный в работе подход открывает возможности для количественной оценки ценности информации в исследуемых экономических ситуациях как дополнительные возможности для принятия экономических решений. Этот подход является в экономическом смысле более адекватным, поскольку позволяет «в натуральных величинах» оценить наличие новой информации.

Заключение

В статье представлено формальное определение инноваций в различных экономических задачах, а также дано определение объективной ценности инноваций в тех или иных экономических ситуациях. Предложено определение инновации как расширения множества допустимых решений. С экономической точки зрения, это означает, что инновации позволяют принимать новые решения в экономических задачах. Поскольку расширение множества допустимых значений не уменьшает оптимального решения (в задаче нахождения максимума целевой функции), то использование инноваций приводит к более оптимальным решениям.

Предложенный подход позволяет вычислить объективную ценность инновации в заданной экономической ситуации. При этом есть возможность получить количественную оценку ценности инноваций и решить задачу их ранжирования. Количественная оценка ценности инноваций соответствует конкретной экономической задаче.

Представленный в работе подход продемонстрирован на двух типовых задачах принятия экономических решений: оптимизации и теории игр. Использование данного подхода количественной оценки эффективности инноваций возможно и для экономических задач другого типа. Количественная оценка ценности инновации может быть распространена на количественную оценку ценности информации.

Представленные результаты получены при финансовой поддержке гранта РФФИ № 16-06-00300-а.

Библиографический список

1. **Aryal, G.** Exploring innovation creation across rural and urban firms: Analysis of the National Survey of Business Competitiveness. / G. Aryal, J. Mann, S. Loveridge // Journal of Entrepreneurship and Public Policy. – 2018. – Vol. 7, iss. 4. – P. 357-376.
2. **Dantzig, G.B.** Maximization of a Linear Function of Variables Subject to Linear Inequalities, in T.C. Koopmans (ed.). / G.B. Dantzig // Activity Analysis of Production and Allocation. – New York: John Wiley & Sons, 1951. – P. 339-347.
3. **Von Neumann, J.** The Theory of Games and Economic Behavior. / J. Von Neumann, O. Morgenstern. – Princeton: Princeton University Press, 1947. – Chap. 3.
4. **Shamin, R.V.** The Mathematical Model of the Law on the Correlation of Unique Competencies with the Emergence of New Consumer Markets. / R.V. Shamin, A.A. Chursin, L.A. Fedorova // European Research Studies Journal. – 2017. – Vol. 20, iss. 3, pt. A, – P. 39-56.
5. **Nash, J.F.** Equilibrium Points in N-person Games. / J. F. Nash // Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America. – 1950. – Vol. 36, № 1. – P. 48-49.
6. **Shannon, C.E.** A Mathematical Theory of Communication. / C.E. Shannon // Bell System Technical Journal. – 1948. – Vol. 27 (July & October). – P. 379-423 & 623-656.

*Дата поступления
в редакцию: 28.11.2018*

**R.V. Shamin^{1,2}, A.G. Shmeleva^{1,2}, M.V. Shermadini², E.B. Yusupov³,
S.Yu. Obydenova⁴, T.D. Morozovskaya⁴**

INNOVATION EFFECTIVENESS QUANTITATIVE ASSESSMENT

MIREA – Russian technological university¹,
Peoples' friendship university of Russia²,
Moscow state conservatory³,
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev⁴

Purpose: The method of value of innovations quantitative assessment is considered.

Design/methodology/approach: In this paper, this problem is solved on the basis of optimization theory and game theory.

Findings: The proposed concept allow to calculate the innovation objective value in an economic situation.

Research limitations/implications: The concept of innovation is descriptive and multivalued, so there is a problem of formal definition of innovation, in addition, for the ranking of innovation is necessary to have a quantitative assessment of innovation.

Originality/value: The formal definition of innovation in various economic problems is presented, as well as the definition of the objective value of innovation in the economic situation. The definition of innovation as an extension of the set of acceptable solutions is proposed.

Key words: innovations, quantification of value, optimization problems, game theory, information.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 621.039.533

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБРАТНОГО КЛАПАНА С ШАРОВЫМ ЗАПИРАЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ

Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова

Обратный клапан представленной конструкции предназначен для применения в системе безопасности перспективного реактора с жидкометаллическим теплоносителем. На основании сопоставления результатов экспериментальных и расчетных исследований моделей обратного клапана с шаровым запирающим элементом выполнена верификация методики расчета гидродинамических характеристик. Экспериментальные исследования моделей обратного клапана проводились на водяных стендах. Расчетные исследования проводились по методике, базирующейся на использовании CFD-кодов ANSYS-CFX и Flow Vision. В результате расчетных и экспериментальных исследований были получены гидродинамические характеристики обратного клапана, выполнено их сопоставление. Получены данные о расходе закрытия клапана, о протечках через закрытый клапан и перепадах давления на обратном клапане в разных режимах. Проанализированы данные и величины отклонений расчетных значений гидродинамических параметров, полученных экспериментальным и расчетным путем. Сделан вывод о выполнении требований, предъявляемых к конструкции обратного клапана. Даны рекомендации по выбору элементов конструкции обратного клапана для использования в проекте.

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

Введение

Стремление обеспечить эффективный теплоотвод от тепловыделяющих сборок перспективного реактора с жидкометаллическим теплоносителем в режимах нарушения его нормальной эксплуатации обуславливает необходимость создания надежного тракта циркуляции теплоносителя, соединяющего активную зону с теплообменником системы безопасности. Ключевым элементом в таком тракте должен быть обратный клапан, предотвращающий циркуляцию теплоносителя по тракту в режимах нормальной эксплуатации, но не препятствующий подводу охлажденного теплоносителя к сборкам при нарушениях нормальной эксплуатации, требующих подключения системы безопасности. Конструкция такого обратного клапана требует расчетного и экспериментального обоснования.

Постановка задачи исследований

Необходимость исследования гидродинамических характеристик принятой конструкции обратного клапана обусловлена требованиями надежности и безотказности, которые предъявляются к данному элементу системы безопасности. Вместе с тем, существует ряд конкретных технических критериев, связанных с функционированием всей системы безопасности в составе реактора, выполнение которых должно обеспечиваться при работе клапана: он должен закрываться при наименьшем возможном расходе теплоносителя в тракте циркуляции, но в то же время обладать наименьшим возможным гидравлическим сопротивлением

при работе системы безопасности. Очевидно, что наиболее важными гидродинамическими характеристиками клапана являются расход закрытия и гидравлическое сопротивление при работе системы безопасности.

При конструировании обратного клапана, отвечающего всем вышеназванным требованиям и критериям, была разработана расчетная методика, позволяющая получать значения данных гидродинамических характеристик при любом изменении размеров принятой конструкции клапана. Основой данной методики является использование современных CFD-кодов, позволяющих рассчитывать значения сил и давлений в определяющих сечениях рассматриваемой конструкции клапана. Однако, ни один из применяемых при конструировании кодов не верифицирован ввиду отсутствия экспериментальных данных. Этот аспект, в дополнение к изложенному выше, делает необходимым проведение экспериментальных исследований гидродинамики принятой конструкции обратного клапана.

Таким образом, задачей исследований принятой конструкции обратного клапана является подтверждение его функциональной пригодности для работы в составе системы безопасности, с учетом предъявляемых к нему требований и критериев работы, а также получение экспериментальных данных для верификации применяемых при конструировании клапана CFD-кодов.

Экспериментальные исследования гидродинамики клапана

Для исследования гидродинамики обратного клапана был разработан комплекс экспериментальных исследований, состоящих из нескольких этапов [1]. Исследования выполнялись на водяных стендах, расположенных на территории АО «ОКБМ Африкантов».

На первом этапе исследования выполнялись на упрощенной модели уменьшенного масштаба (рис. 1) с несколькими типами запирающего элемента [2, 3].



Рис. 1. Упрощенная модель обратного клапана уменьшенного масштаба

Модель обратного клапана испытывалась при значениях расходов воды от 0 до 50 м³/ч и температуре воды, равной 33 °С. Погрешность определения расхода воды в экспериментах составляла $\pm 0,023$ м³/ч для расходов воды, не превышающих 3 м³/ч, и $\pm 0,310$ м³/ч для расходов воды, составляющих более 40 м³/ч.

В ходе данных исследований была подтверждена функциональная пригодность принятой конструкции клапана для работы в составе системы безопасности и выбрана базовая конструкция клапана с запирающим элементом в виде полого шара в опорной чаше.

На втором этапе исследования выполнялись на полномасштабной модели (рис. 2), полностью геометрически подобной натурному обратному клапану системы безопасности проектируемого реактора [3, 4].

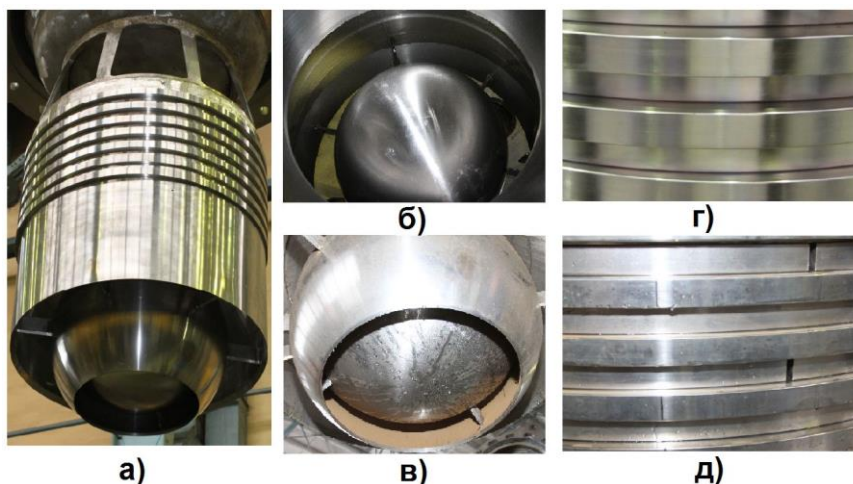


Рис. 2. Полномасштабная модель обратного клапана:
 а – общий вид; б, в – запирающий элемент (вид сверху и снизу, соответственно);
 г, д – лабиринтные уплотнения
 (с неразрезными и разрезными уплотнительными кольцами, соответственно)

Модель обратного клапана испытывалась при значениях расходов воды от 200 до 2500 м³/ч. Рабочей средой при испытаниях являлась вода при t от 22 до 40 °С.

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;
- протечка через лабиринтное уплотнение: от $\pm 0,0018$ л/с в диапазоне от 0,042 до 0,139 л/с, до $\pm 0,073$ л/с в диапазоне от 5,83 до 13,9 л/с.

В ходе исследований были получены данные о расходе закрытия клапана, о гидравлическом сопротивлении открытого клапана, а также о протечках теплоносителя через закрытый клапан при перепаде давления на нем, соответствующем перепаду давления на натурном клапане системы безопасности при нормальной эксплуатации реактора. Испытания выполнялись для модели с герметичным и негерметичным (заполненным теплоносителем) запирающим элементом.

Расчеты гидродинамических характеристик клапана

Методика расчета расхода закрытия клапана заключается в сравнении гидродинамической силы, действующей на запирающий элемент клапана при обтекании его потоком теплоносителя, с весом запирающего элемента:

$$F_y > (m_o - m)g \quad (1)$$

где m_o , m – массы запирающего элемента и вытесненного им теплоносителя, соответственно, кг; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; F_y – гидродинамическая сила, определяемая по зависимости:

$$F_y = \int_S (p + \tau_w) \cdot dS, \quad (2)$$

где p – давление теплоносителя на поверхности запирающего элемента, Па; τ_w – касательное напряжение на поверхности запирающего элемента, Н/м²; S – поверхность запирающего элемента, м².

Определение силы F_y производится при анализе результатов CFD-расчета, в ходе которого вычисляются значения интеграла давления и касательных напряжений на поверхности запирающего элемента, обтекаемого потоком теплоносителя, входящие в правую часть уравнения (2) в зависимости от расхода теплоносителя на входе в обратный клапан (рис. 3). Минимально возможное значение расхода теплоносителя, при котором выполняется неравенство (1), считается расходом закрытия обратного клапана.

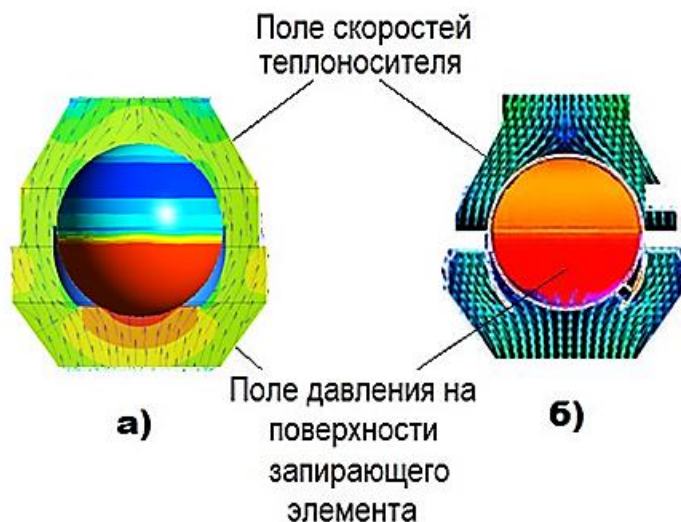


Рис. 3. Поля скоростей и давлений теплоносителя в полости обратного клапана и на поверхности запирающего элемента, соответственно:
а – расчет по ANSYS-CFX; б – расчет по Flow Vision

На рис. 4 представлены результаты расчетов расхода закрытия полномасштабной модели обратного клапана для двух значений массы запирающего элемента, соответствующих его герметичному и негерметичному (заполненному теплоносителем) состоянию, выполненных с использованием CFD-кодов ANSYS-CFX и Flow Vision. Расчеты по обоим кодам выполнялись в стационарной постановке при использовании $k-\epsilon$ модели турбулентности.

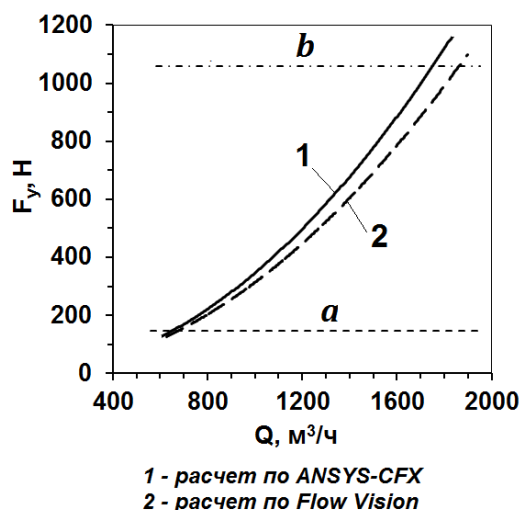


Рис. 4. Результаты расчетов расхода закрытия полномасштабной модели обратного клапана для двух значений массы запирающего элемента, соответствующих его герметичному (а) и негерметичному (заполненному теплоносителем) (б) состоянию

Значения расхода закрытия, полученные по двум данным кодам, несколько различаются – для модели с герметичным запирающим элементом на 3%, а для модели с негерметичным запирающим элементом – на 6%.

В табл. 1 представлены результаты расчета расхода закрытия обратного клапана в сравнении с результатами экспериментальных исследований.

Таблица 1

Результаты расчета расхода закрытия обратного клапана ($\text{м}^3/\text{ч}$) в сравнении с результатами экспериментальных исследований

Состояние запирающего элемента	Результаты расчета по кодам		Эксперимент
	ANSYS-CFX	Flow Vision	
Герметичный	653	675	607
Негерметичный (заполненный теплоносителем)	1751	1856	1584

Как видно из табл. 1, результаты расчета расхода закрытия превышают экспериментальные значения на 8-11% для модели с герметичным запирающим элементом и на 11-17% для модели с негерметичным запирающим элементом, что свидетельствует о некотором консерватизме методики определения расхода закрытия с использованием зависимости (1).

Определение перепада давления на открытом обратном клапане при подаче теплоносителя на запирающий элемент, покоящийся в опорной чаше, производится посредством анализа результатов CFD-расчета с помощью зависимости:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (3)$$

где p_1, p_2 – среднее по сечению значение статического давления теплоносителя во входном и выходном сечении клапана, расположенных перпендикулярно потоку теплоносителя, соответственно, Па.

На рис. 5 представлены результаты расчетов перепада давления на полномасштабной модели обратного клапана, выполненных с использованием CFD-кодов ANSYS-CFX и Flow Vision, а также результаты экспериментальных исследований.

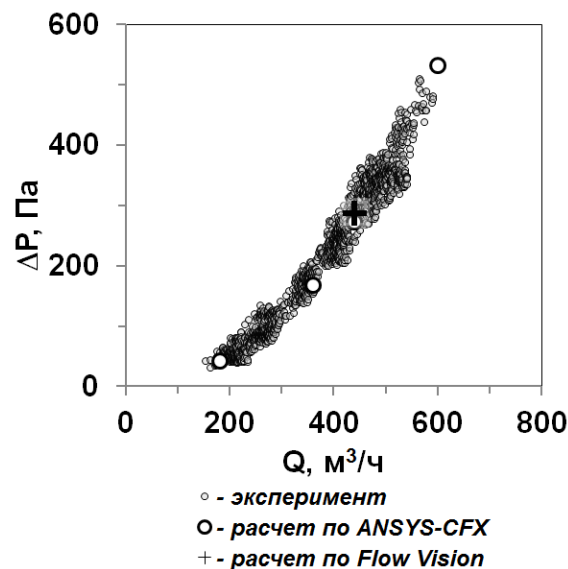


Рис. 5. Результаты расчетов перепада давления на полномасштабной модели обратного клапана в сравнении с результатами экспериментальных исследований

Сравнительный анализ показывает, что отличие результатов расчетов перепада давления на модели по CFD-кодам от результатов экспериментов в исследованном диапазоне значений расходов теплоносителя не превышает 10%.

Определение протечки теплоносителя через лабиринтное уплотнение закрытого обратного клапана ($\text{кг}/\text{с}$) производится по зависимости:

$$G = \frac{F}{\sqrt{\xi}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \quad (4)$$

где F – площадь проходного сечения лабиринтного уплотнения, м²; Δp – перепад давления на закрытом обратном клапане, Па; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления.

В табл. 2 представлены результаты расчета протечки через лабиринтное уплотнение закрытой полномасштабной обратного клапана при перепаде давления на нем, соответствующем перепаду давления на натурном обратном клапане системы безопасности проектируемого реактора.

Таблица 2

Значения протечек через лабиринтное уплотнение полномасштабной модели, кг/с

Тип уплотнения	Расчет	Эксперимент
С неразрезными кольцами	21,97	14,0
С разрезными кольцами	1,42	2,5

Протечка через лабиринтное уплотнение носит случайный характер и зависит от большого числа независимых факторов, поэтому определение расхода протечки возможно только с некоторой конечной погрешностью, составляющей в данном случае $\pm 42\%$ для уплотнения с неразрезными кольцами и $\pm 47\%$ для уплотнения с разрезными кольцами.

Результаты испытаний показали, что вариант уплотнения с разрезными кольцами обеспечивает существенно меньшую величину протечки. В связи с этим для дальнейшего проектирования был принят вариант уплотнения с разрезными кольцами.

Заключение

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- обратный клапан выполняет функции, которые требуются от него как от элемента системы безопасности проектируемого реактора с жидкометаллическим теплоносителем;
- расчетная методика определения таких основных технических характеристик работы клапана, как расход закрытия и перепад давления на открытом клапане, была верифицирована с помощью результатов экспериментальных исследований;
- показано, что при использовании данной методики отклонение расчетных значений гидродинамических характеристики работы проектируемого обратного клапана от значений, полученных в экспериментах, не превышает 17% для расхода закрытия клапана и 10% – для перепада давления на открытом клапане;
- на основании расчетно-экспериментальных исследований для использования в проекте был принят вариант лабиринтного уплотнения с разрезными уплотнительными кольцами.

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 // Проблемы верификации и применения CFD кодов в атомной энергетике. Сборник докладов научно-технического семинара. – Н. Новгород: ОАО «ОКБМ Африкантов», 2012.
2. **Балуев, Д.Е.** Исследование функциональных характеристик обратного клапана системы безопасности на масштабной модели / Д.Е. Балуев, Е.В. Заводаева, О.Л. Никаноров, С.Л. Осипов, С.А. Рогожкин, С.Ф. Шепелев, Д.В. Гусев, С.В. Рухлин // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2015. – № 1. – С. 103-110.

3. **Балуев, Д.Е.** Исследование гидродинамики обратного клапана на моделях и сравнение с результатами расчетов по CFD-кодам / Д.Е. Балуев, О.Л. Никаноров, С.А. Рогожкин, С.Ф. Шепелев, А.А. Аксенов, М.Н. Жестков, М.Л. Сазонова // Инженерные системы-2017: Труды международного форума. – М., 2017. – С. 52-62.
4. **Балуев, Д.Е.** Расчетно-экспериментальный анализ гидродинамики полномасштабной модели обратного клапана / Д.Е. Балуев, О.Л. Никаноров, С.А. Рогожкин, С.Ф. Шепелев // Проблемы верификации и применения CFD кодов в атомной энергетике. Сборник докладов научно-технического семинара. – Н. Новгород, 2016.

*Дата поступления
в редакцию: 28.01.2019*

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

**THE EXPERIMENTAL AND DESIGN STUDIES EXAMINATIONS
ON A CHECK VALVE WITH A BALL LOCKING ELEMENT**

JSC OKBM AFRICANTOV, Nizhny Novgorod

Subject: Check valve of the given design is intended for application in the safety systems of the perspective reactor with liquid metal cooling. Comparison of the experimental and calculation studies of the check valve with the hollow ball-type locking element enabled verification hydro-dynamic parameters calculation method.

Methodology: Experimental studies of the check valve models were performed on water test facilities. Calculation study was carried out based on the methodology applying CFD-codes, ANSYS-CFX and Flow Vision. Calculation and experimental studies resulted in receiving hydro-dynamic characteristics of the check valve and their comparison was performed.

Results: Experimental and calculation data on the flow of check valve closing were received as well as information about leakage through the closed valve and pressure drops in various modes.

Conclusions: The received data and deviations of hydrodynamic parameters identified experimentally and by calculations were analyzed. It was concluded that requirements originally established for the check valve are fulfilled. Recommendations for selection of the structural elements for the check valve to be used in the project are also given.

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

УДК 621.039

**А.В. Безносков, А.В. Львов, Н.С. Волков, Н.С. Лукичев, К.В. Менская,
П.А. Боков, Т.А. Бокова, Э.Г. Новинский, А.Р. Маров**

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТЕЙ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВЫХ НАСОСОВ, ПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СВИНЦОВЫЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ, ОТ ГЕОМЕТРИИ ВЫХОДНОГО УЧАСТКА ЛОПАТОК РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлены результаты экспериментальных зависимостей характеристик осевого колеса (подачи, напора, КПД) в свинцовом теплоносителе от угла отклонения $1/3$ длины выходного участка плоских лопаток рабочего колеса. Исследования проводились применительно к условиям работы главных циркуляционных насосов установок малой и средней мощности с реакторами на быстрых нейтронах, охлаждаемых свинцовым теплоносителем с горизонтальными парогенераторами (БРС ГПГ). Целью данного этапа работ являлось определение оптимальной геометрии выходного участка лопаток решетки профилей рабочего колеса осевого насоса в натуральных условиях. Полученные результаты рекомендуются использовать при проектировании насосов, перекачивающих тяжелые жидкометаллические теплоносители.

Ключевые слова: тяжелый жидкометаллический теплоноситель, реактор на быстрых нейтронах, осевой насос, свинцовый теплоноситель, рабочее колесо, лопатка.

Введение

В настоящее время отсутствует опыт создания и эксплуатации осевых насосов для проектируемых реакторных установок со свинцовым и свинец-висмутовым теплоносителями. Свойства этих тяжелых жидкометаллических теплоносителей (ТЖМТ) (плотность, кавитационные характеристики, эксплуатационные примеси в теплоносителе и др.), условия контактного взаимодействия ТЖМТ с поверхностями конструкционных материалов с покрытиями, несмачиваемыми ТЖМТ, другие факторы, влияющие на процессы в проточной части насосов, существенно отличаются от аналогичных характеристик традиционных теплоносителей (вода, натрий). Целесообразно проведение экспериментов, позволяющих обоснованно выполнять проектирование главных циркуляционных насосов реакторных контуров с ТЖМТ. Данная работа отражает результаты продолжающихся в НГТУ экспериментальных исследований, направленных на разработку рекомендаций по оптимальной конструкции осевых насосов, перекачивающих ТЖМТ [1, 2].

Цель данного этапа исследований – определение и поиск оптимальных характеристик осевых насосов (подача, напор, КПД), перекачивающих тяжелый жидкометаллический теплоноситель в зависимости от геометрии выходного участка лопаток решетки профилей рабочего колеса.

Методика экспериментов

Исследования проводились на стенде НГТУ при температуре перекачиваемого свинцового теплоносителя 440-500 °С. Скорость вращения вала насоса изменялась ступенями по 100 об/мин от 600 об/мин до 1100 об/мин. Максимальный расход свинцового теплоносителя в процессе испытаний составлял около 1800 т/час. Диаметр рабочего колеса $\varnothing 212$ мм. Диаметр втулки $\varnothing 92$ мм, втулочное отношение 0,44. Исходное состояние лопаток – плоское, толщина 6 мм. Число сменяемых лопаток на рабочем колесе – 4 шт. Все элементы конструк-

ции проточной части насоса, контактирующие с ТЖМТ, изготавливались из стали 08X18H10T и имели сформированные оксидные защитные покрытия. Углы установки лопаток на рабочем колесе варьировались последовательной заменой рабочих колес с углами: 16, 20, 24, 28°. Углы отгиба 1/3 выходного участка лопаток составляли: -8° , -4° , 0 , $+4^\circ$, $+8^\circ$ относительно оси прямой плоской лопатки (рис. 1).

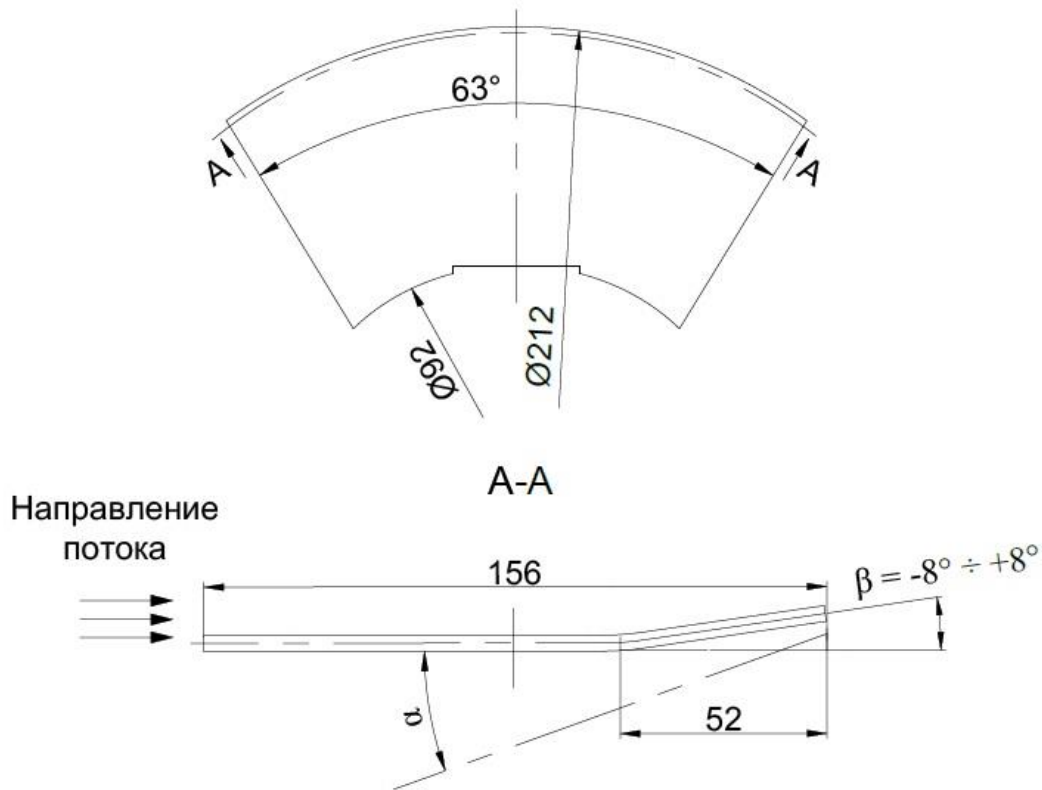


Рис. 1. Схема установки лопатки

Обсуждение результатов

Испытания показали следующие зависимости характеристик насоса (подачи, напора, КПД) от угла отгиба (изгиба) лопаток рабочих колес:

- при угле установки лопаток 16° , при $n = 1100$ об/мин подача и напор насоса несколько увеличивается при углах отгиба лопаток $\beta = -8^\circ \div -4^\circ$ ($G = 125$ т/час $\rightarrow 155$ т/час, $H = 0,63$ м $\rightarrow 0,82$ м), при дальнейшем увеличении этого угла остаются постоянными $G \approx 150$ т/час и $H \approx 0,79$ м (рис. 2);

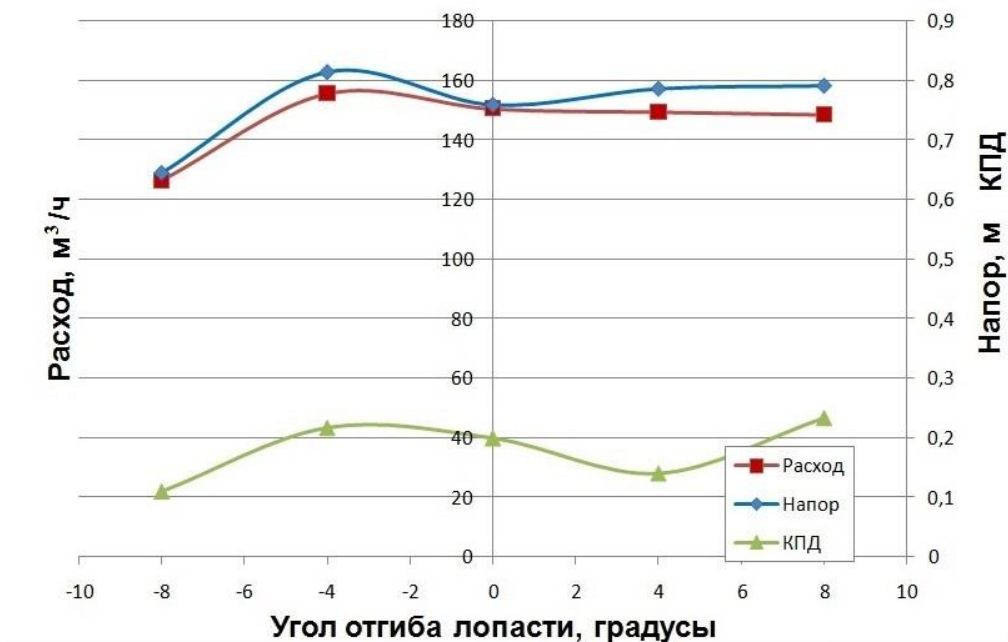


Рис. 2. Зависимость характеристик насоса от угла отгиба лопаток при угле установки лопаток 16° и $n = 1100$ об/мин

- при угле установки лопаток 20° , при $n = 1100$ об/мин подача и напор насоса несколько увеличивается при углах отгиба лопаток $\beta = -8^\circ \div 0^\circ$ ($G = 130$ т/час $\rightarrow 140$ т/час, $H = 0,69$ м $\rightarrow 0,71$ м), при дальнейшем увеличении этого угла резко возрастают ($G = 140$ т/час $\rightarrow 185$ т/час, $H = 0,71$ м $\rightarrow 1,05$ м), причем напор продолжает монотонно возрастать при $\beta > 8^\circ$ (рис. 3);

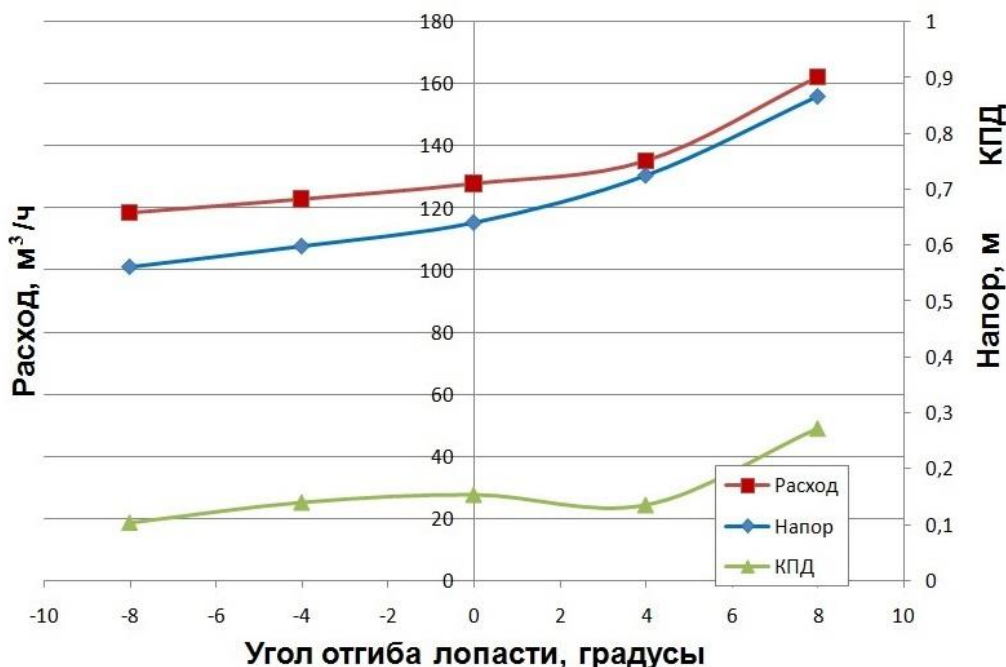


Рис. 3. Зависимость характеристик насоса от угла отгиба лопаток при угле установки лопаток 20° и $n = 1000$ об/мин

- при угле установки лопаток 24° , при $n = 1100$ об/мин подача и напор насоса несколько увеличивается. При углах отгиба лопаток $\beta = -8^\circ \div +4^\circ$ ($G = 121$ т/час $\rightarrow 140$ т/час,

$H = 0,65 \text{ м} \rightarrow 0,71 \text{ м}$), при дальнейшем увеличении этого угла до $+8^\circ$ ($G = 140 \text{ т/час} \rightarrow 175 \text{ т/час}$, $H = 0,7 \text{ м} \rightarrow 1,01 \text{ м}$), и продолжает монотонно возрастать с увеличением угла отгиба лопаток (рис. 4, рис. 4а);

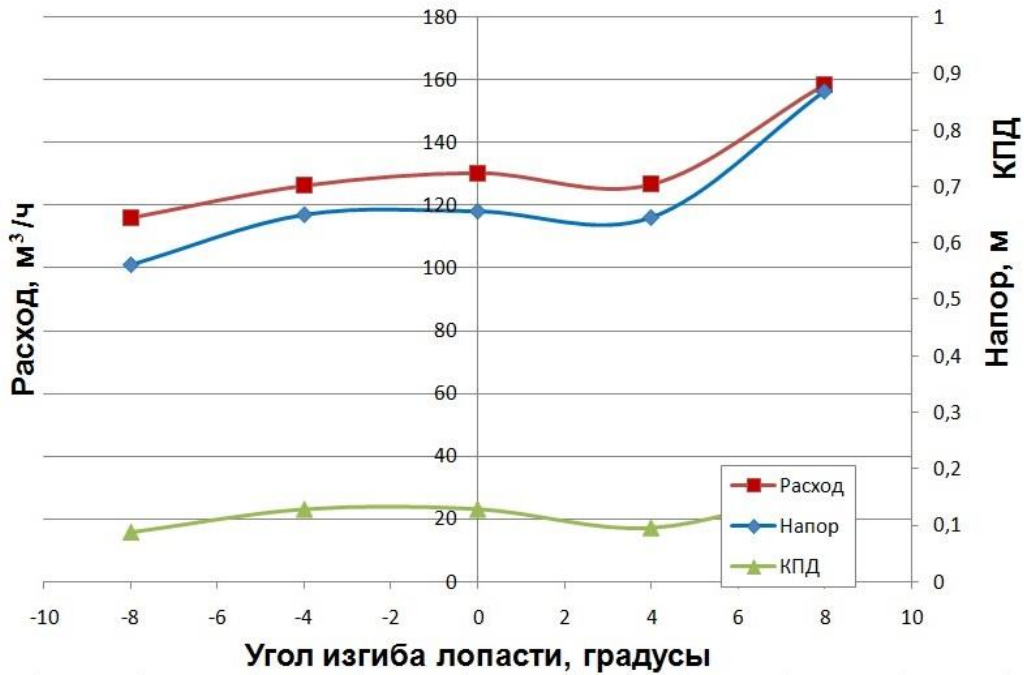


Рис. 4. Зависимость характеристик насоса от угла отгиба лопаток при угле установки лопаток 24° и $n = 1000 \text{ об/мин}$

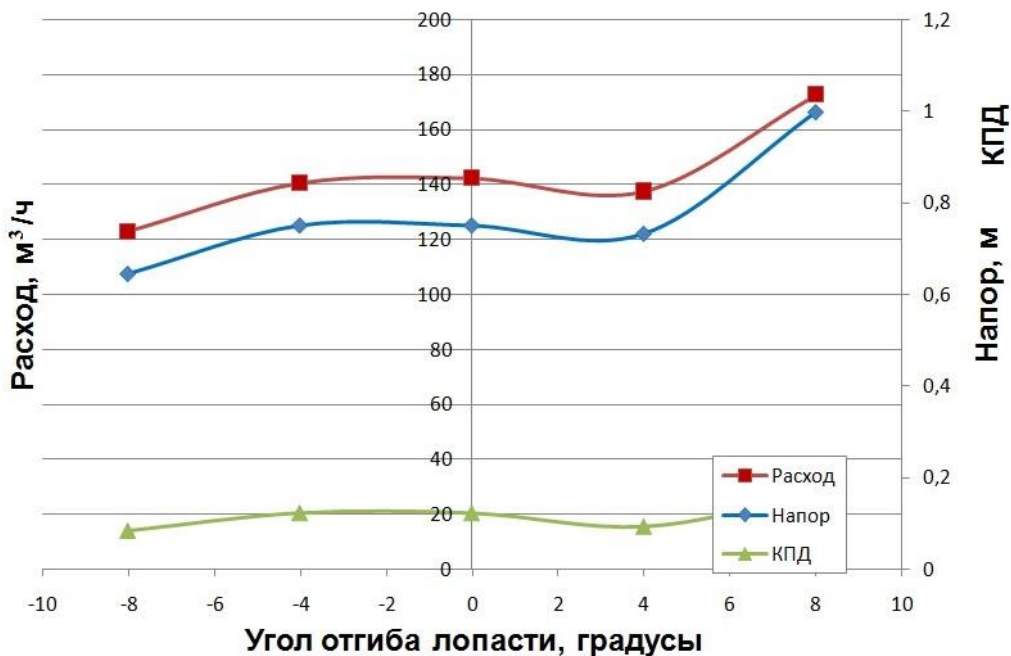


Рис. 4а. Зависимость характеристик насоса от угла отгиба лопаток при угле установки лопаток 24° и $n = 1100 \text{ об/мин}$

- при угле установки лопаток 28° , при $n = 1000 \text{ об/мин}$ подача и напор насоса несколько увеличивается при углах отгиба лопаток $\beta = -8^\circ \div 0^\circ$ ($G = 110 \text{ т/час} \rightarrow 128 \text{ т/час}$, $H = 0,55 \text{ м} \rightarrow 0,67 \text{ м}$), при дальнейшем увеличении угла отгиба, начиная с $+4^\circ$, монотонно возрастает до $G = 145 \text{ т/час}$, $H = 0,78 \text{ м}$, и продолжает монотонно возрастать с увели-

чением угла отгиба лопаток. При скоростях вращения вала 800 об/мин, 900 об/мин, 1000 об/мин и 1100 об/мин ход кривых подачи, напора и КПД, соответствующие значения G и H при увеличении скорости вращения вала вырастают (рис. 5).

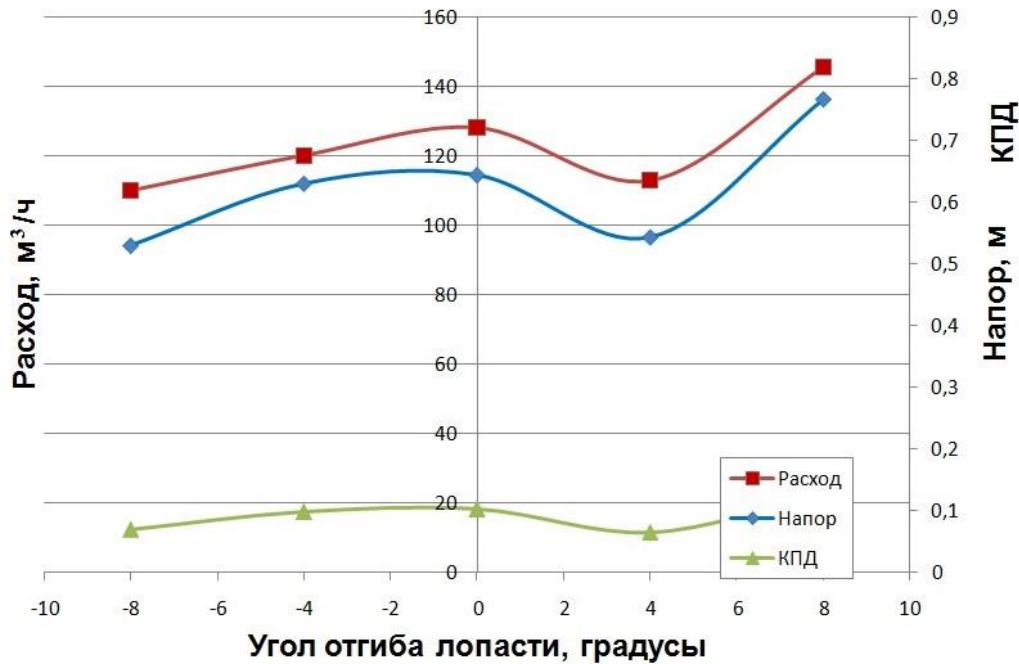


Рис. 5. Зависимость характеристик насоса от угла отгиба лопаток при угле установки лопаток 28° и $n = 1000$ об/мин

Из рис. 6 видно, что наибольшее значение подачи, напора и КПД при прочих равных условиях имеют лопатки, установленные под углом 20° и 24° при углах отгиба лопаток $+4^\circ$ и $+8^\circ$.

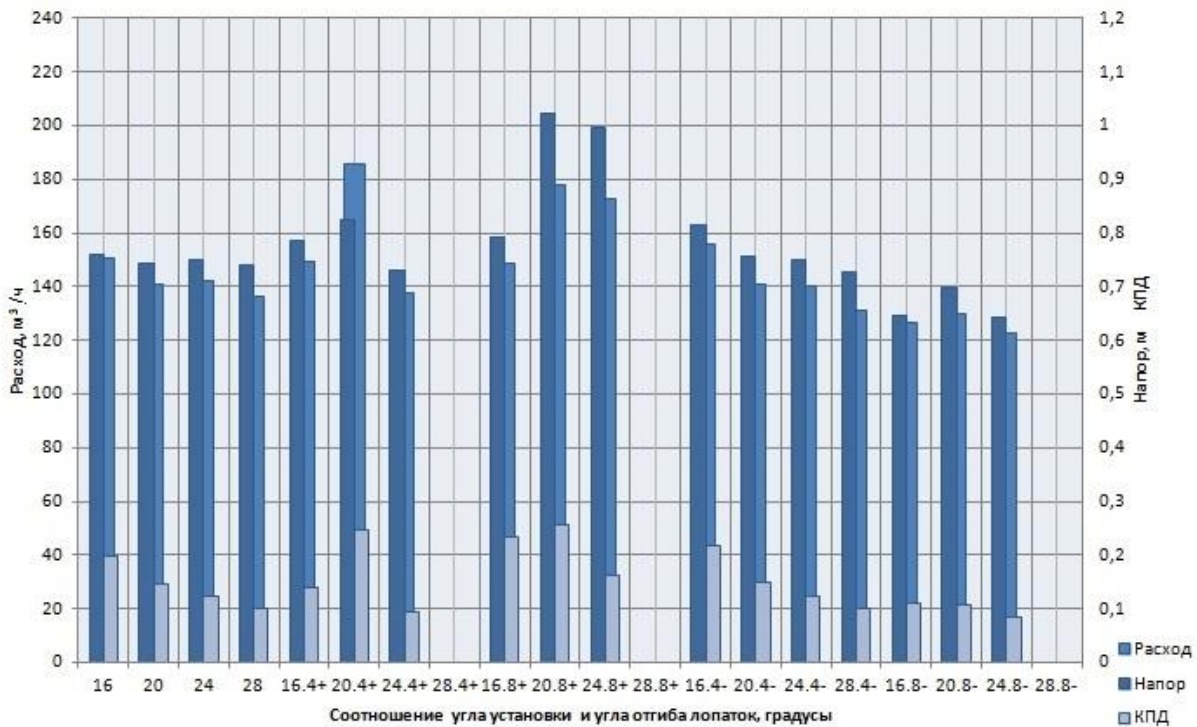


Рис. 6. Соотношение угла установки и угла отгиба лопаток, градусы

Заключение

Результаты экспериментальных исследований зависимостей характеристик осевых насосов, перекачивающих свинцовый теплоноситель, от угла установки четырех лопаток в решетке профилей рабочего колеса при углах отгиба одной трети выходного участка плоских лопаток -8° , -4° , 0° , $+4^\circ$, $+8^\circ$ рекомендуется использовать при проектировании насосов, перекачивающих ТЖМТ.

Библиографический список

1. **Безносков, А.В.** Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике / А.В. Безносков, Ю.Г. Драгунов, В.И. Рачков. – М.: ИздАт, 2007. – 434 с.
2. **Безносков, А.В.** Оборудование энергетических контуров с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями в атомной энергетике / А.В. Безносков, Т.А. Бокова. – Н. Новгород, 2012. – 536 с.
3. **Безносков, А.В.** Технологии и основное оборудование контуров реакторных установок, промышленных и исследовательских стендов со свинцовым и свинец-висмутовым теплоносителями / А.В. Безносков, П.А. Боков, Т.А. Бокова. – Н. Новгород: Литера, 2016. – 488 с.
4. **Безносков, А.В.** Экспериментальные исследования и обработка характеристик насосов на свинцовом теплоносителе / А.В. Безносков, А.В. Львов, П.А. Боков, Т.А. Бокова, Д.В. Шихов // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2005. – № 4. – С. 123-132.
5. **Безносков, А.В.** Экспериментальные исследования зависимостей характеристик осевых насосов перекачивающих свинцовый теплоноситель от параметров решеток профилей рабочих колес / А.В. Безносков, А.В. Львов, П.А. Боков, Т.А. Бокова, В.А. Разин // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2017. – № 1. – С. 138-144.
6. **Пфлейдерер, К.** Лопаточные машины для жидкости и газа / К. Пфлейдерер. – М.: Машгиз, 1960. – 685 с.
7. **Ломакин, А.А.** Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – Л.: Машиностроение, 1966. – 366 с.
8. **Папир, А.Н.** Водометные движители малых судов / А.Н. Папир. – Л.: Судостроение, 1970. – 256 с.
9. **Безносков, А.В.** Экспериментальные исследования и обработка характеристик насосов на свинцовом теплоносителе / А.В. Безносков, А.В. Львов, Н.С. Волков, Н.С. Лукичев, П.А. Боков, Т.А. Бокова, Э.Г. Новинский, А.Р. Маров // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2018. – № 4. – С. 78-84.

*Дата поступления
в редакцию: 22.01.2019*

**A.V. Beznosov, A.V. Lvov, N.S. Volkov, N.S. Lukichev, K.V. Menskaya,
P.A. Bokov, T.A. Bokova, E.G. Novinsky, A.R. Marov**

**EXPERIMENTAL STUDIES OF THE DEPENDENCIES OF THE CHARACTERISTICS
OF AXIAL PUMPS, PUMPING LEAD COOLANT, ON THE GEOMETRY
OF THE OUTPUT SECTION OF THE BLADES
OF THE IMPELLER PROFILES GRATINGS**

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

Purpose: The studies were carried out in the NNTU of determination of the optimal geometry of the output section of the blades of the grating of the profiles of the impeller of an axial pump in natural conditions.

Design/methodology/approach: The experiment was carried out at the FT-4 NNTU booth at a temperature of lead coolant 440 – 500 °C. The speed of rotation of the pump shaft was changed in steps of 100 rpm from 600 rpm to 1000 (1100) rpm. The maximum consumption of lead coolant in the process of testing was about 1,800 t/h. The angles of installation of the blades on the impeller ranged from 16 to 28 °. The angles of the limb of one-third of the output section of the blade ranged from -8° to +8° relative to the axis of the straight flat blade.

Findings: The obtained results of the experiment are recommended to be used in the design of pumps pumping heavy liquid metal coolants.

Research limitations/implications: The results of experimental studies of the dependences of the characteristics of axial pumps pumping lead coolant on the angle of installation of four blades in the rotor profiles grating at angles of one third of the output section of flat blades -8°, -4°, 0°, +4°, +8° are recommended used in the design of pumps pumping lead.

Originality/value: The results of experimental studies of the dependences of the characteristics of axial pumps pumping lead coolant on the angle of installation of four blades in the impeller profile grille at angles of one third of the output section of flat blades -8°, -4°, 0°, +4°, +8° are recommended use in the design of pumps pumping HLHC.

Key words: heavy liquid metal coolants, fast neutron reactor, axial pump, lead coolant, impeller, blade.

УДК 621.039.53

Д.Е. Бесчеров¹, М.А. Большухин¹, А.В. Козин¹, В.В. Лебедев¹, В.А. Панов¹,
В.А. Пахомов¹, Д.Н. Свешников¹, Д.Н. Шишулин¹, М.А. Легчанов², Р.Р. Рязанов²

ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова¹
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева²

В статье приводятся результаты верификации методики оценки влияния нестационарных термоциклических нагрузок на процессы накопления повреждений в конструкционных материалах оборудования и систем реакторных установок (РУ). С этой целью были проведены расчетно-экспериментальные исследования процессов накопления повреждений в тройниковом соединении при смешении неизотермических потоков теплоносителя, а также расчетно-экспериментальные исследования долговечности трубного образца, подверженного воздействию термопульсаций различной частоты. Результаты расчетного анализа процессов накопления повреждений в конструкционных материалах при термопульсациях сопоставляются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: структурный элемент, циклическое нагружение, пульсации температуры, программные средства, методы конечных элементов, экспериментальное исследование, напряженно-деформированное состояние, накопление повреждений.

Введение

Термопульсации представляют собой сложный и малоисследованный вид нагружений, который широко распространен в теплообменных аппаратах. Практически отсутствуют математические модели, позволяющие адекватно исследовать процессы накопления повреждений и долговечность материалов при таком виде нагружения. Для изучения влияния термопульсаций на долговечность материалов были проведены экспериментальные и расчетные исследования процессов накопления усталостных повреждений в конструктивных элементах оборудования реакторных установок (РУ), подверженных термопульсациям.

С учетом постоянной тенденции к повышению ресурсных характеристик оборудования и систем ядерных реакторных установок (ЯРУ) с одновременным обеспечением его высокой надежности, в АО «ОКБМ Африкантов» разработана технология оценки влияния случайных термоциклических нагрузок на ресурсные характеристики оборудования РУ. Данная технология основана на подходе, при котором численными методами с применением аттестованных программных средств решается так называемая «связанная» задача: «теплогидравлика – теплопроводность – НДС – поврежденность».

Решение «связанной» задачи численными методами предполагает совместное использование следующего комплекса программ:

- CFD-программы (Computational Fluid Dynamics) трехмерного теплогидравлического расчета ANSYS CFX [1];
- FEA-программы ANSYS Mechanical APDL [1] для расчета напряженно-деформированного состояния и процессов теплопроводности;
- программа «Ресурс-НН» [2-3] для исследования процессов накопления усталостных повреждений в конструкционных материалах при циклическом нагружении и оценки выработанного ресурса.

С точки зрения практической значимости и верификации существующих методов и программных средств оценки долговечности конструкций, наибольший интерес представляют экспериментальные методы исследования кинетики накопления усталостных повреждений при максимально возможных градиентах температур теплоносителей, соответствующих штатным параметрам РУ.

Экспериментальные исследования

Для решения данной задачи АО «ОКБМ Африкантов» совместно с НГТУ проведены экспериментальные исследования на стенде (рис. 1), специально сконструированном в научно-исследовательской лаборатории «Парогенерирующие системы» кафедры «Атомные и тепловые станции». В частности, на данном стенде был смоделирован процесс смешения неизотермических потоков теплоносителя вблизи внутренней поверхности стенки тройникового соединения, по основной трубе которого протекает горячая вода, а по периферийной впрыскивается холодная (рис. 2).



Рис. 1. Общий вид экспериментального стенда

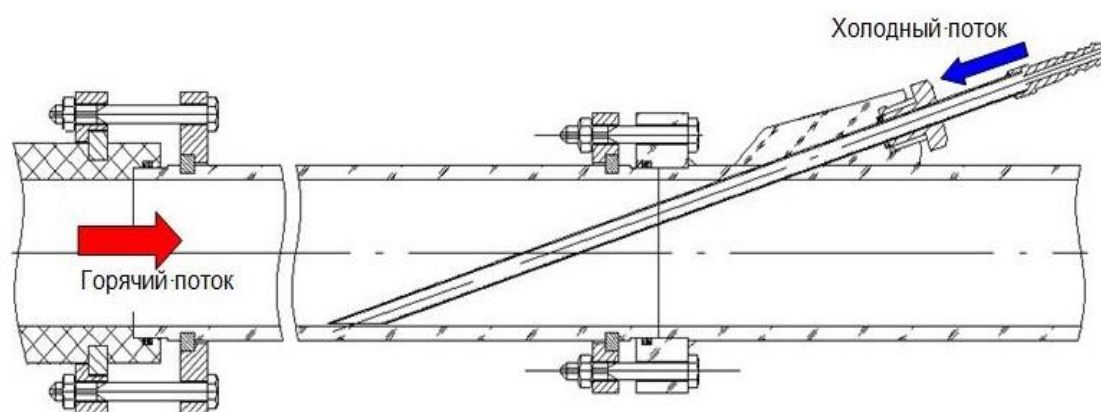


Рис. 2. Конструктивное исполнение модели

Экспериментальная модель тройникового соединения изготовлена из коррозионно-стойкой стали аустенитного класса марки 12X18H10T.

Контроль кинетики накопления усталостных повреждений в материале экспериментальной модели тройникового соединения проводился спектрально-акустическим методом с применением сертифицированного измерительно-вычислительного комплекса (ИВК) «Астрон» [4]. Данный ИВК состоит из средств измерения и математического обеспечения, позволяющего по результатам спектрально-акустических измерений диагностического параметра проводить контроль поврежденности материала на стадии до образования усталостного макродефекта.

Результаты расчета НДС модели в упругой постановке

Для расчетных исследований НДС был выбран трубный участок тройникового соединения, в котором происходит смешение потоков горячей и холодной воды. С помощью точного генератора ПК ANSYS была сгенерирована сетка из 3D конечных элементов первого порядка точности SOLID185 (рис. 3). Размер КЭ был выбран равным 0,5 мм, что позволяет корректно описать процесс проникновения в металл температурных пульсаций с определяющими частотами. Конечно-элементная сетка имеет следующие параметры: 369 039 конечных элементов, 331 800 узлов.

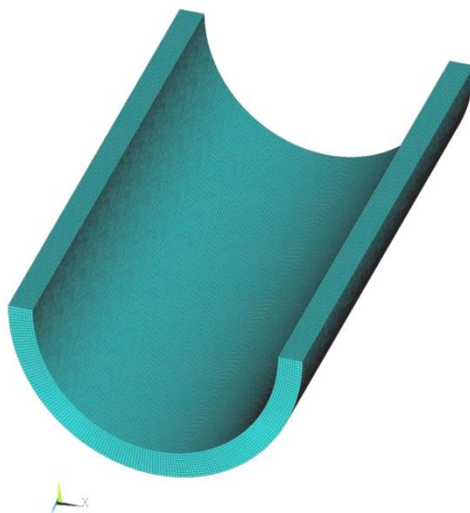


Рис. 3. Общий вид сетки конечных элементов

Расчет НДС трубного участка экспериментальной модели тройникового соединения проводился с использованием ПК ANSYS Mechanical APDL в линейно-упругой постановке с использованием линейно-изотропной модели материала.

Результаты проведенных CFD-расчетов исследуемой экспериментальной модели тройникового соединения послужили исходными данными для расчетов НДС. Данные по температурному состоянию в виде набора температур в каждом узле конечно-элементной модели формировались в CFD коде с шагом 0,05 с.

В результате расчетов температурного состояния и НДС были получены данные для продолжительности одного экспериментального режима нагружения, равной 80 с. На рис. 4 представлено распределение интенсивности напряжений (Па) в трубном участке экспериментальной модели тройникового соединения в нескольких расчетных временных состояниях.

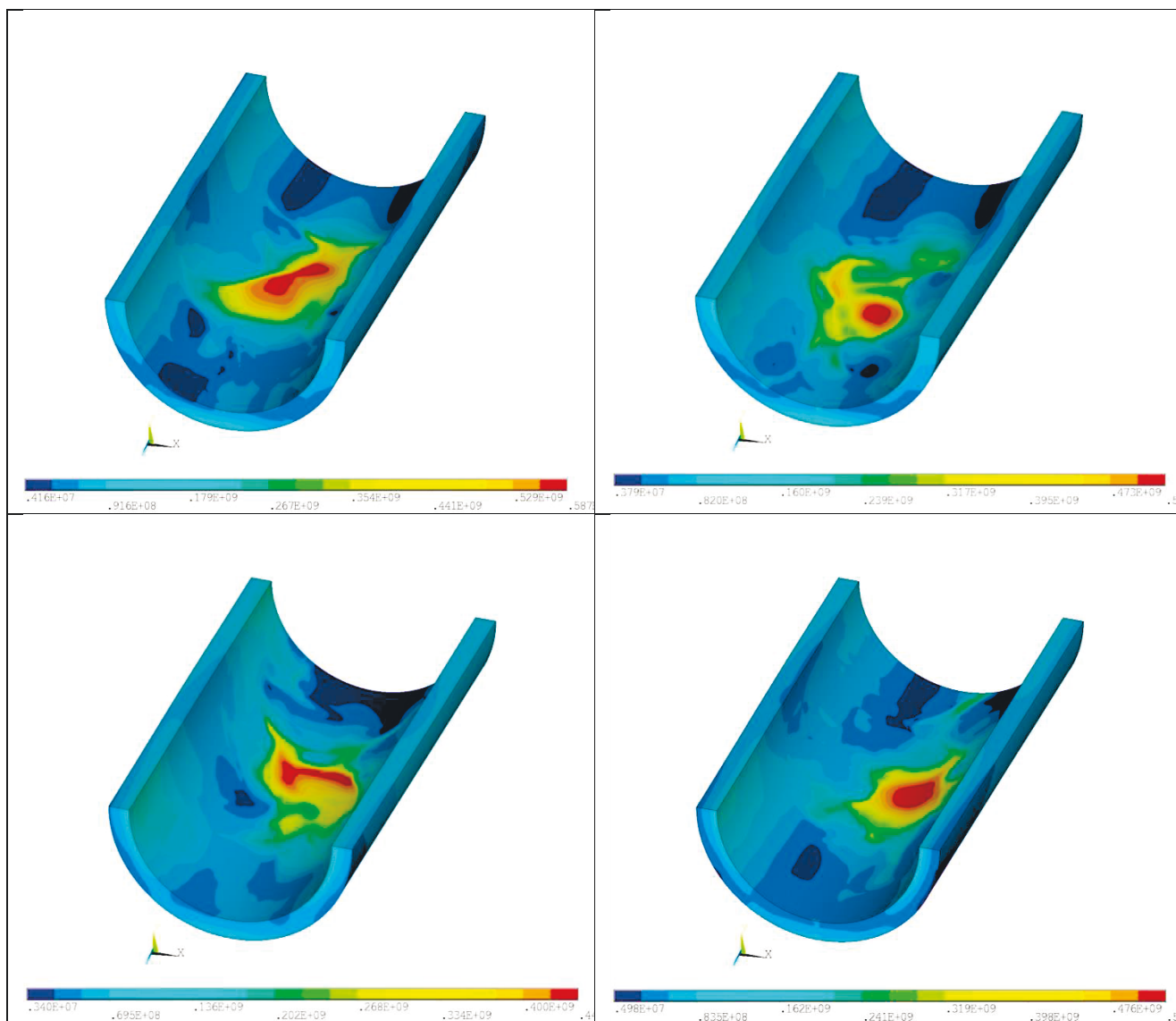


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений в экспериментальной модели стэнда в нескольких расчетных состояниях

Для верификации расчета НДС при температурных пульсациях был выполнен сравнительный анализ напряжений, полученных расчетным и экспериментальным методами (рис. 5). На рисунке видно, что напряжения, полученные расчетным и экспериментальным методами, хорошо коррелируются, а отличие в размахах, возможно, связано с инертностью тензорезисторов или с погрешностью, накладываемой измерительным комплексом.



Рис. 5. История изменения окружных напряжений

На рис. 6 представлена история изменения приведенных напряжений в расчетной точке трубного участка модели (рис. 9) на интервале времени 80 с.

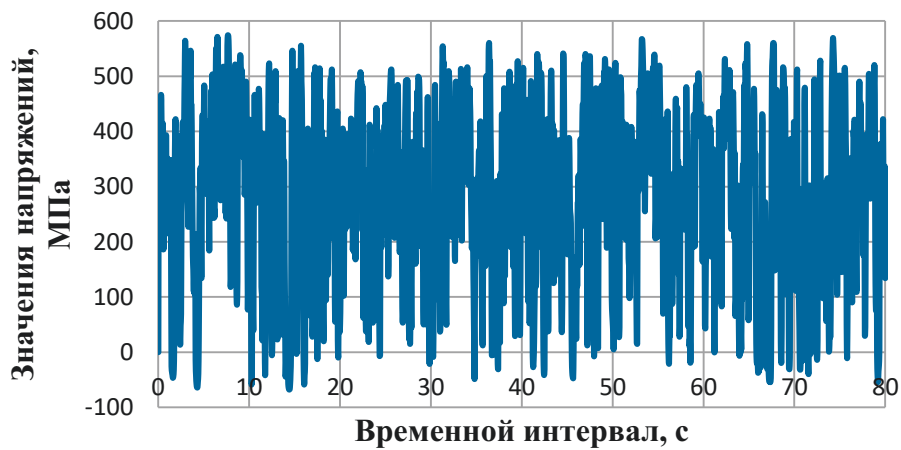


Рис. 6. История изменения приведенных напряжений в расчетной точке трубы

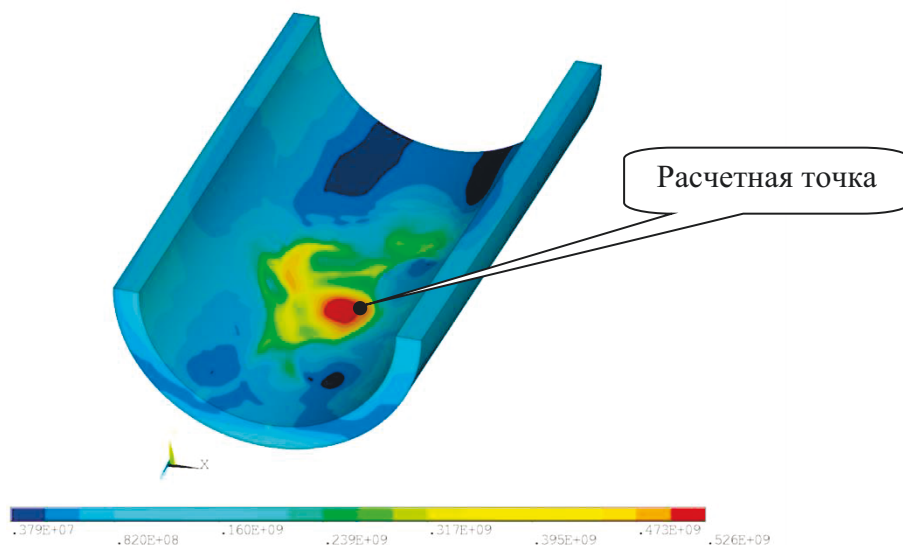


Рис. 7. Расположение расчетной точки на внутренней поверхности трубы

На рис. 7 видно, что напряжения, возникающие на внутренней поверхности трубного участка тройникового соединения в районе смешения потоков теплоносителей, находятся за пределами упругости. Поэтому для уточнения результатов дополнительно был выполнен расчет НДС модели в упругопластической постановке.

Результаты расчета НДС модели в упругопластической постановке

С этой целью для расчетов НДС в ПК ANSYS Mechanical APDL была выбрана модель термопластичности материала с кинематическим (модель Chaboche [5]) и изотропным упрочнением (модели BISO, MISO и NLISO).

В результате проведенных расчетов было получено распределение пластической деформации в экспериментальной модели для интервала времени 80 с. На рис. 8 представлено распределение пластической деформации в одном из расчетных состояний в расчетной точке трубного участка экспериментальной модели тройникового соединения.

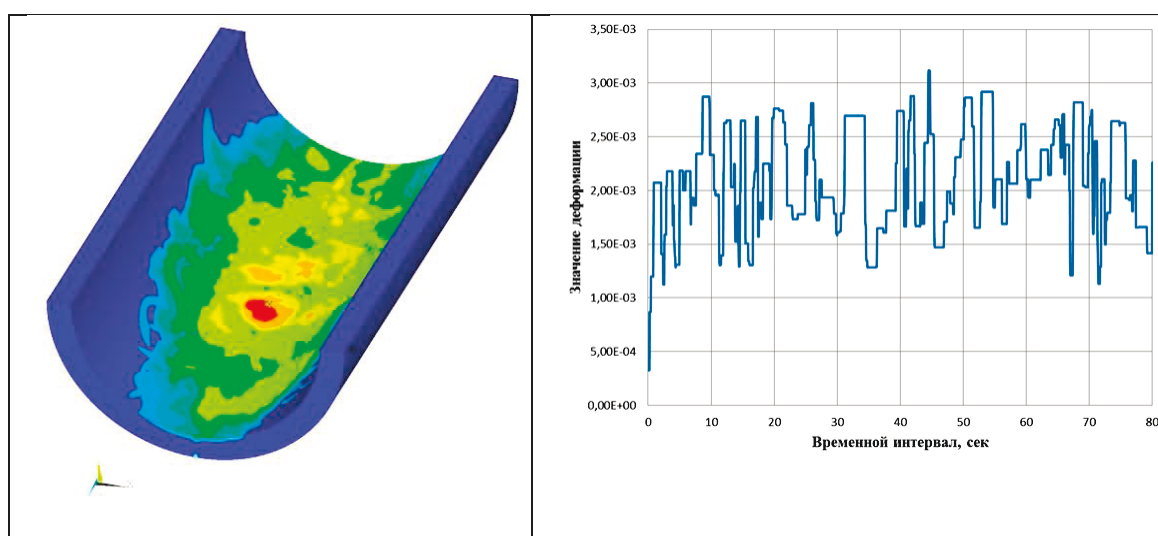


Рис. 8. Распределение и история изменения пластической деформации в расчетной точке

Результаты верификации расчетного и экспериментального метода оценки долговечности

Расчет усталостной долговечности в опасной зоне трубного участка тройникового соединения во времени вплоть до образования макротрещины проводился с использованием программы «Ресурс-НН» [2], позволяющей моделировать монотонное и циклическое упрочнение материала при термомеханических нагружениях; локальную анизотропию пластического деформирования; влияние вида напряженного состояния на темпы накопления повреждений, нелинейное суммирование повреждений. Результаты расчета поврежденности приведены на рис. 9.

На данном рисунке приведен расчетный график распределения поврежденности в поверхностном слое металла толщиной 1 мм после наработки, при которой в нулевом слое (на внутренней поверхности) достигается предельное значение, равное 1.

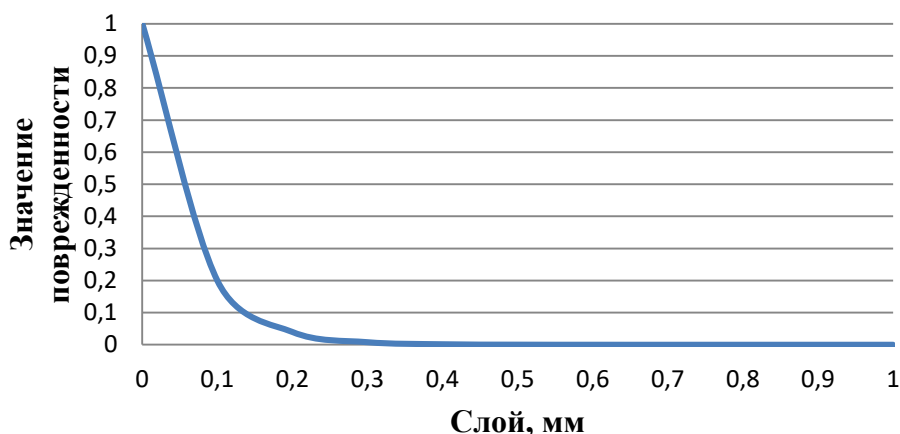


Рис. 9. Распределение расчетной поврежденности в поверхностном слое металла

Для определения среднеинтегральной величины поврежденности в поверхностном слое металла толщиной 1 мм было выполнено интегрирование полученного закона распределения поврежденности:

$$\omega = \int_0^1 e^{-16,12x} dx .$$

В результате вычислений расчетная среднеинтегральная величина поврежденности в поверхностном слое металла толщиной 1 мм, полученной по программе «Ресурс-НН», составила $\omega = 0,06$.

Ниже, с целью верификации результата, полученного расчетным путем, приведены результаты экспериментального определения поврежденности в опасной зоне тройникового соединения. Учитывая технические характеристики ИВК «Астрон», была рассчитана среднеинтегральная величина накопленной поврежденности в толщине слоя металла 1 мм. По результатам измерений ИВК «Астрон» при аналогичной наработке среднеинтегральная величина поврежденности в поверхностном слое опасной зоны модели толщиной 1 мм составила $\omega = 0,071$.

Сопоставление поврежденностей показывает хорошую корреляцию расчетных и экспериментальных данных при сопоставимых наработках.

Влияние термопульсаций различной частоты на циклическую долговечность трубного образца

С целью верификации методики оценки процессов накопления повреждений в конструкционных материалах оборудования и систем РУ были выполнены также расчетно-экспериментальные исследования термической усталости трубного образца, подверженного воздействию термопульсаций различной частоты. Пульсации температур моделировались путем падения капель дистиллята нормальной температуры на нагретую поверхность цилиндрического образца. Экспериментальные исследования термической усталости металлов проводились в ОАО «НПО ЦКТИ» на специальном стенде, на котором моделировалось падение капель дистиллята нормальной температуры 20°C с различной частотой на поверхность цилиндрического трубного образца из стали 12Х18Н10Т, нагретого до температуры 310°C . В процессе эксперимента в локальных зонах падения капель на нагретую поверхность трубы (диаметр 63 мм, толщина стенки 3 мм, рис. 10) с использованием ультразвукового, вихретокового и спектрально-акустического методов контролировались параметры процесса накопления усталостных повреждений и роста зародившихся трещин. Экспериментально установлено, что согласно сигналам УЗК при частоте 1 Гц образование термоусталостных трещин фиксировалось после $N \approx 1 \cdot 10^6$ циклов падения капель (кривая 1, рис. 11),

согласно вихретокового метода – в диапазоне $N \approx 2 \cdot 10^6 \div 3 \cdot 10^6$ циклов (кривая 2, рис. 11). Ультразвуковой и вихретоковой методы неразрушающего обнаружения растущих трещин в зоне падения капель по площади их отражательной способности фиксировали начало зарождения трещин и их уверенную фиксацию в диапазоне $1 \cdot 10^6 \div 3 \cdot 10^6$ циклов падения капель (рис. 11). После наработки $9,3 \cdot 10^6$ термоциклов были изготовлены шлифы и проведены их металлографические исследования, в результате которых были выявлены идущие с поверхности образца трещины размерами $85 \div 1873$ мкм.

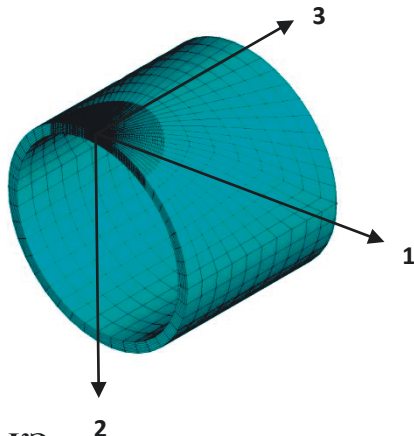


Рис. 10. КЭ модель зоны падения капель

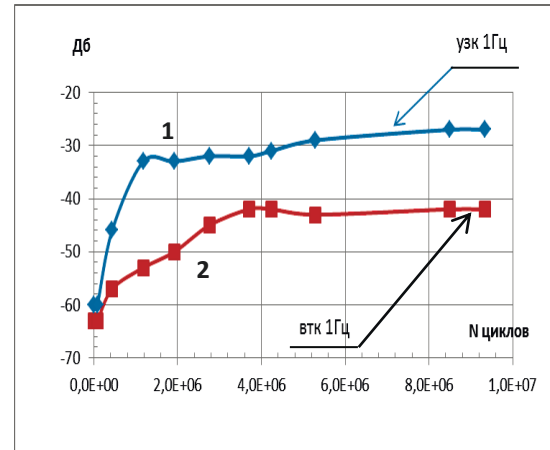


Рис. 11. Результаты УЗК (1) и ВТК (2)

Экспериментальные результаты зарождения и образования макроскопических термоусталостных трещин сравнивались с расчетными результатами, полученными по программе «Ресурс-НН» [2], позволяющей по заданной истории изменения компонент тензора полных деформаций $\epsilon_{ij}(t)$ и температуры $T(t)$ рассчитывать параметры процессов накопления усталостных повреждений.

Расчетный анализ долговечности образца при термопульсациях проводился в два этапа. На первом этапе с использованием аттестованных программных средств 3D-моделирования рассчитывался процесс разогрева трубы до температуры $\sim 310^\circ\text{C}$ и подъема внутреннего давления до ~ 10 Мпа. Затем с использованием программы «Ресурс-НН» моделировался процесс падения с частотой 1 Гц капль дистиллята температуры $T=20^\circ\text{C}$ на наружную поверхность трубы, нагретую до $T=310^\circ\text{C}$. Для центральной части области падения капль по результатам трехмерных расчетов для нескольких начальных циклов (5 циклов) была определена история изменения температуры T (рис. 12) и компонент тензора напряжений σ_{ij} (рис. 13). На рис. 12, 13 n – число шагов интегрирования по времени.

$T^\circ\text{C}$

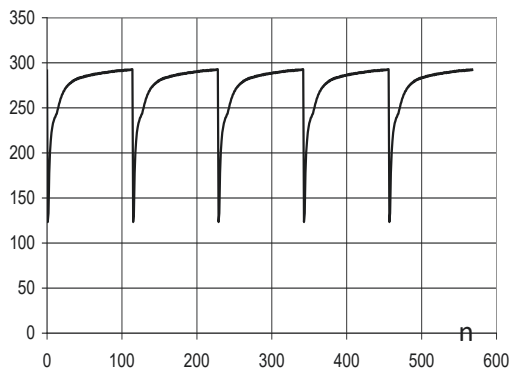


Рис. 12. Изменение температуры (5 циклов)

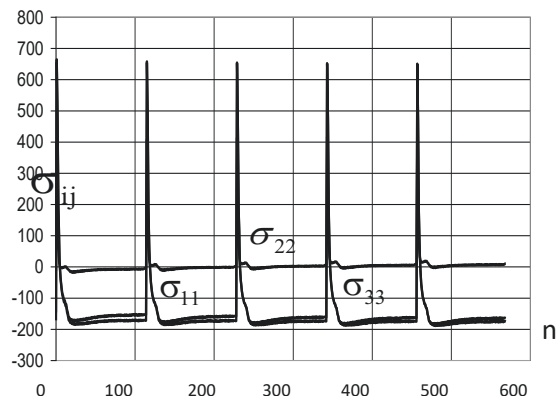


Рис. 13. Изменение напряжений (5 циклов)

Результаты трехмерных расчетов кинетики напряженного состояния образца показали, что нормальные компоненты тензора напряжений $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$, вычисленные по заданной истории изменения температуры T при частоте падения капель 1 Гц (рис. 12), на порядок меньше касательных напряжений $\sigma_{12}, \sigma_{13}, \sigma_{23}$. При падении холодной капли с температурой $T = 20^\circ\text{C}$ на разогретую поверхность трубы ($\sim 310^\circ\text{C}$) наблюдается резкий подъем компонент тензора напряжений $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$, напряженное состояние близко к трехосному растяжению (рис. 13), при этом параметр жесткости напряженного состояния $\beta = \sigma/\sigma_u$ резко возрастает. Затем, в результате нагревания зоны падения капель, за счет окружающего ее нагретого материала трубы напряжения $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$ и параметр β падают до отрицательных значений. Такой циклический процесс занимает приблизительно сотую долю общей длительности цикла падения капли. До падения следующей капли напряженно-деформированное состояние образца остается практически неизменным.

Анализ процесса деформирования материала показывает, что при частоте 1 Гц процесс деформирования имеет ярко выраженный нестационарный упругопластический характер: при падении холодной капли на горячую поверхность образца наблюдается резкий «всплеск» компонент нормальных напряжений $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$, носящий, в основном, гидростатический характер (растяжение, рис. 13), при котором гидростатическая положительная составляющая тензора напряжений σ за доли секунды достигает значительной величины. По мере нагревания пятна (зоны падения капель) напряжения стремятся к нулю, а затем принимают отрицательные значения за счет начального пластического растяжения материала пятна при падении капли, что иллюстрирует выраженный сложный характер процесса упругопластического деформирования материала при данной частоте.

Расчетная долговечность до зарождения макроскопической усталостной трещины в зоне падения капель с частотой 1 Гц, определенная с использованием программы «Ресурс-НН» без учета влияния параметра жесткости напряженного состояния β ($\beta = 0, f(\beta) = 1$), составила порядка $N \approx 3 \cdot 10^6$ циклов падения капель, а с учетом влияния функции $f(\beta)$ на темпы накопления повреждений – порядка $\sim 1,6 \cdot 10^6$ циклов падения капель, что хорошо коррелирует с экспериментальными данными: расчетное число циклов до образования макроскопической трещины на поверхности зоны пятна находится в центре области разброса экспериментальных данных. График накопления усталостных повреждений для этого случая показан на рис. 14. Аналогичные расчетные исследования процесса термопульсаций были проведены и для частот 2 Гц и 3 Гц.

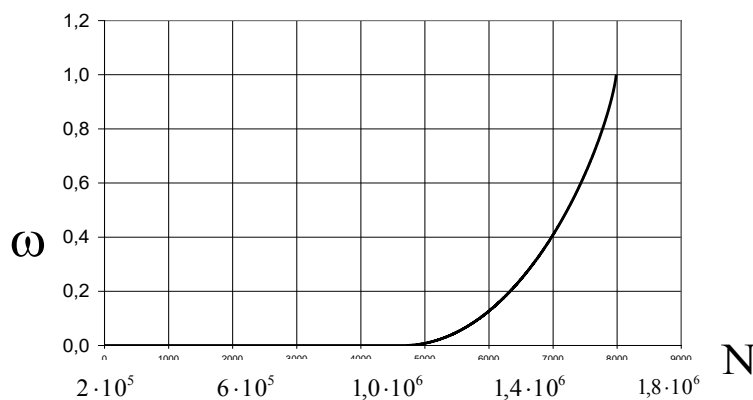


Рис. 14. График накопления повреждений

Выполненные по программе «Ресурс-НН» расчетные исследования показали, что при частоте падения капель 1 Гц накопление повреждений в центральной зоне падения капель происходит по механизму малоциклового усталости в результате нестационарной упругопла-

стической деформации материала. При частотах 2 Гц и 3 Гц процесс деформирования носит квазиупругий характер и накопление повреждений происходит по механизму многоциклового усталости, т. к. к моменту падения очередной холодной капли поверхность пятна не успевает в полной мере прогреться и пластические деформации не возникают.

Таким образом, полученные расчетные оценки количества циклов до зарождения трещин в зоне падения капель, выполненные с использованием математической модели накопления усталостных повреждений, достаточно хорошо коррелируют с экспериментальными результатами.

Заключение

Разработана методика численного решения «связанной» задачи: «теплогидравлика – теплопроводность – НДС – поврежденность» для оценки влияния случайных термоциклических нагрузок, а также термопульсаций различной частоты, на ресурсные характеристики материалов РУ. Выполнена верификация методики численного решения «связанной» задачи, показана возможность ее использования для определения ресурсных характеристик оборудования РУ, подверженного воздействию термоциклических нагрузок.

Библиографический список

1. Лицензия ПО ANSYS Mechanical (версия 16) и ANSYS CFX (версия 16), договор приобретения № 98/72/4-15/174 от 06.07.2015 г.
2. Программное средство Ресурс-НН. Аттестационный паспорт Ростехнадзора № 323 от 18.04.2013 г.
3. **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: Межвуз. сб. – Вып.75(3). – Н. Новгород: Изд-во ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 2013. – С.238-244.
4. **Смирнов, А.Н.** Оценка состояния длительно работающего металла технических устройств опасных зон производственных объектов акустическим методом / А.Н. Смирнов, Н.А. Хапонен, А.Н. Чельшев, С.И. Мед // Безопасность труда в промышленности. – 2004. – № 3. – С. 28-31.
5. **Chaboche, J.L.** Continuous damage mechanics a tool to describe phenomena before crack initiation / J.L. Chaboche // Engineering Design. – 1981. – № 64. – P. 233-247.

*Дата поступления
в редакцию: 23.01.2019*

D.E. Bescherov¹, M.A. Bolshukhin¹, A.V. Kozin¹, V.V. Lebedev¹,
V.A. Panov¹, V.A. Pakhomov¹, D.N. Sveshnikov¹, D.N. Shishulin¹,
M.A. Legchanov², R.R. Ryazapov²

VERIFICATION OF FATIGUE STRENGTH CALCULATION METHODOLOGY OF REACTOR UNIT EQUIPMENT UNDER NON-STATIONARY CYCLIC LOADS

JSC OKBM AFRICANTOV, Nizhny Novgorod¹,
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev²

Purpose: To confirm operability of the modeling process technology of fatigue damages occurring in structural materials of equipment and systems of reactor units under non-stationary, non-isothermic loads.

Technology/approach: The approach is based on numeric methods application along with certified software means when correlation «thermal hydraulic – thermal conductivity – stress and strain state-damage rate» is solved as a «coupled» task.

Mathematic models: Mathematic model of non-isothermal elastoplastic deformation and a model of damaged medium mechanics are used for calculation examination of damage accumulation processes in structural materials and equipment.

Justification: Numeric calculation results for fatigue damage accumulation processes in the considered structural materials under thermal pulsations are confirmed by the results of experimental studies.

Findings: The performed studies verified numeric calculations methodology for the «coupled» task and demonstrated its applicability to identify life cycle characteristics of reactor unit equipment subjected to thermal cyclic loads.

Key words: structural element, cyclic loading, temperature pulsations, software means, finite elements methods, experimental study, stress and strain state, accumulation of damages.

УДК 621.039

Ю.И. Аношкин, А.А. Добров, М.А. Легчанов, М.А. Субарев, А.Е. Хробостов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВСТАВОК ИЗ УПРУГО-ПОРИСТОГО ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА В КАНАЛЕ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева

Одним из вариантов пористых вставок, используемых в каналах в качестве интенсификаторов процессов теплообмена, является упруго-пористый проволочный материал. При этом возникает необходимость корректного определения гидравлических потерь давления на единицу длины пористого элемента, которые зависят от свойств перекачиваемой жидкости, от скорости ее течения и от характеристик пористой структуры.

В работе представлены гидравлические характеристики, полученные при исследовании перепада давления от расхода рабочей среды в трех пористых образцах на исследовательском стенде НГТУ ФТ-18. Данные приведены в безразмерной форме для удобства их использования согласно теории гидродинамического подобия. В качестве определяющего размера использовался средний диаметр пор с учетом поправки на вероятностное распределение пор по размерам, а в качестве характерной скорости выбиралась средняя скорость потока в порах. Получены значения границ диапазонов чисел Рейнольдса, характеризующие возможную смену режимов или характера течения среды.

Ключевые слова: гидродинамика, пористые материалы, коэффициент гидравлического сопротивления.

Введение

Установка элементов из пористых материалов при течении различных сред в каналах является эффективным способом интенсификации теплообмена за счет увеличения площади теплоотводящей поверхности, контактирующей со средой в небольшом объеме. При определенной структуре такие вставки могут выполнять функцию струевыпрямителей и успокоителей потока жидкости для установок, где важно обеспечить равномерный по сечению профиль скорости среды, что обусловлено, например, особенностями технологического процесса в таких установках. При этом возникает необходимость корректного определения гидравлических потерь давления на единицу длины пористого элемента, которые будут зависеть не только от свойств перекачиваемой жидкости и от скорости ее течения, но также и от характеристик пористой структуры.

Одним из вариантов таких пористых вставок, пористость которых можно задавать и контролировать при изготовлении, является сам упруго-пористый проволочный материал, который нашел широкое применение в нефтегазовой и химической промышленности, авиа- и ракетостроении, судостроении, машиностроении [1-5].

Экспериментальный стенд и исследуемые образцы

Экспериментальное изучение гидравлики жидкости при протекании через пористые втулки проводилось на исследовательском стенде ФТ-18 НГТУ им. П.Е. Алексеева. Стенд представляет собой двухконтурную установку с принудительной циркуляцией рабочей среды по обоим контурам. Принципиальная гидравлическая схема стенда приведена на рис. 1. Основные характеристики стенда сведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные технические характеристики стенда ФТ-18

Наименование характеристики	Значение/диапазон значений
Рабочая среда	вода
Расход рабочей среды	0,5÷110 л/мин
Максимальная температура рабочей среды	60 °С
Максимальный перепад давления на рабочем участке	100 кПа

Для определения гидравлических потерь в состав стенда входят электромагнитный расходомер (диапазон измерения 0÷125 л/мин, погрешность измерения не более 1% от измеряемой величины) и преобразователь дифференциального давления (диапазон измерения 0÷30 кПа, погрешность измерения ±12 Па).

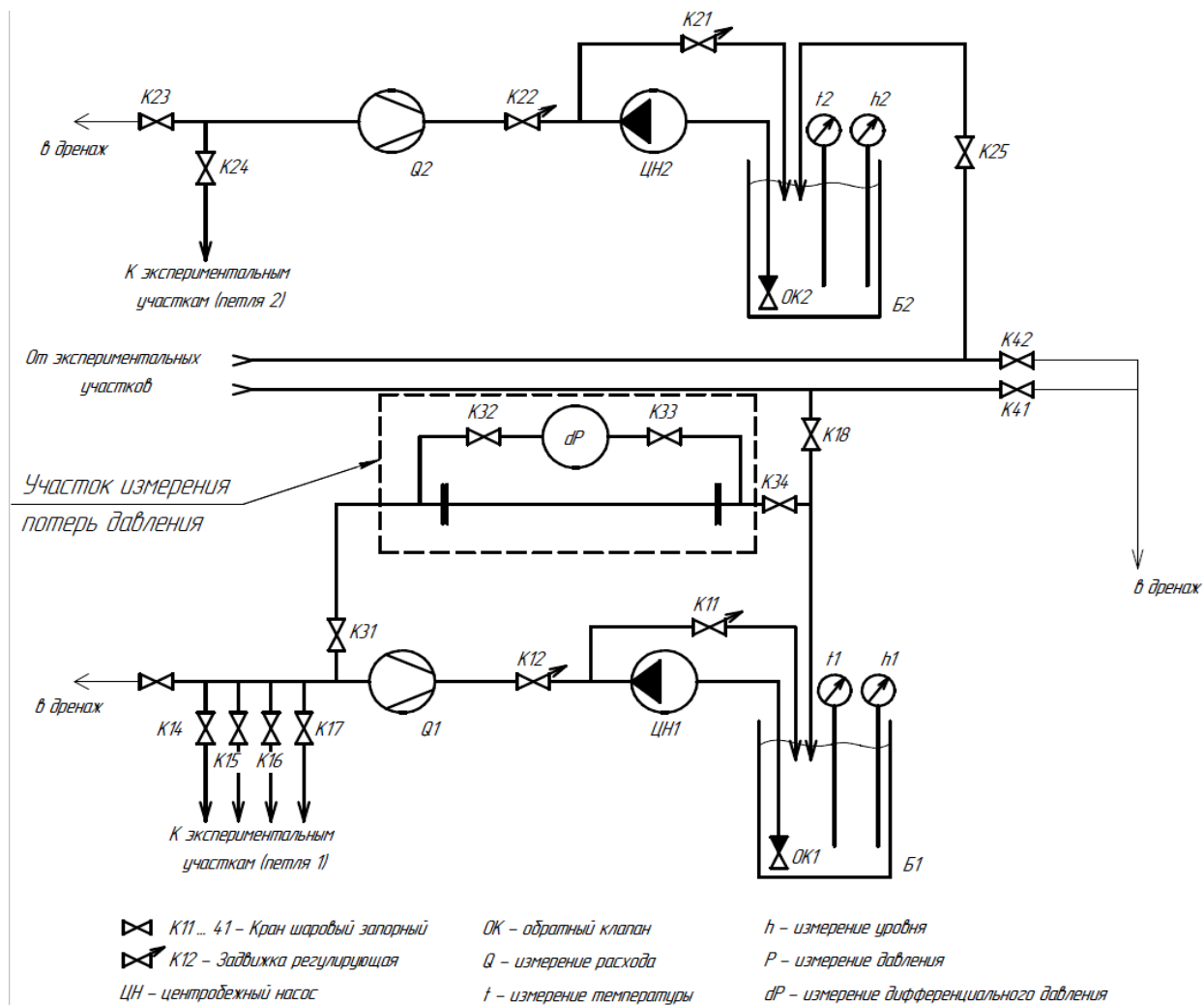


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема стенда ФТ-18

Исследовались три образца пористых втулок, изготовленных из упруго-пористого проволочного материала (в основе проволока, навитая в спирали и спрессованная в цилиндрическую форму). Величины пористости трех образцов по результатам измерений готовых изделий составляли соответственно $\Pi_1=0,75\pm 0,015$, $\Pi_2=0,74\pm 0,015$, $\Pi_3=0,74\pm 0,015$, толщины втулок $L_1=28,8\pm 0,2$ мм, $L_2=33,1\pm 0,2$ мм, $L_3=30,9\pm 0,2$ мм. Значение пористости получалось экспериментально-расчетным способом, при этом предполагалось, что исследуемый матери-

ал имеет только открытые поры, а его пористость равна объемному водопоглощению. Величины диаметров втулок составляли $D_1=40,4\pm 0,1$ мм, $D_2=38,5\pm 0,1$ мм и $D_3=38,5\pm 0,1$ мм.

Образцы устанавливались в канал круглого сечения и жестко фиксировались. Схема установки втулок в составе экспериментального участка представлена на рис. 2.

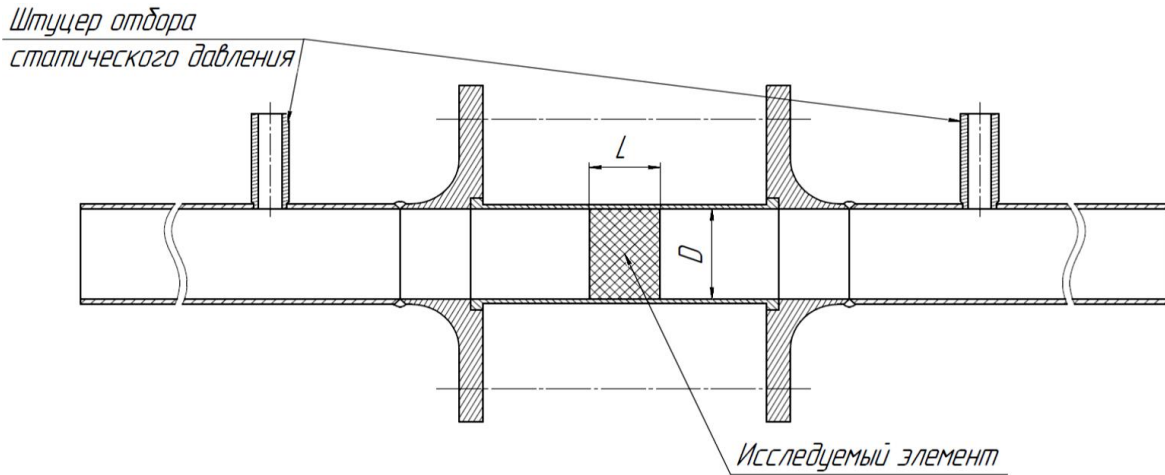


Рис. 2. Схема установки исследуемого образца в составе экспериментального участка

При проведении испытаний варьировался расход воды через экспериментальный участок. Фиксировались объемный расход жидкости Q и значения перепада статического давления $\Delta P_{ст}$ при протекании через образец. Также контролировалась температура рабочей среды T . Учитывая, что геометрические характеристики сечений канала до и после исследуемого образца одинаковы, то потери полного давления, характеризующие гидравлическое сопротивление образца, будут равны разнице статического давления между двумя сечениями, показанными на рис. 2. Данные потери обусловлены трением рабочей среды о стенки круглого канала и местным сопротивлением исследуемого образца. В дальнейшем при обработке результатов величиной потерь давления за счет трения в круглом канале пренебрегалось, ввиду ее малого значения по сравнению с потерями, вызванными пористым образцом.

Методика обработки экспериментальных данных

В общем случае потери давления, отнесенные к единице длины (толщины) пористого образца, могут быть записаны в следующем виде:

$$\Delta P/L = f(V_{хар}, d_{хар}, \nu) \quad (1)$$

где: $\Delta P/L$ - потери давления, отнесенные к единице длины пористого образца, Па;

$V_{хар}$ - характерная скорость течения среды, м/с;

$d_{хар}$ - характерный размер пористого элемента, м;

ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

По аналогии с течением жидкости в трубах и каналах с помощью методов теории подобия можно получить два безразмерных комплекса, которые характеризуют гидродинамику жидкости в пористой среде [1]:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot V_{хар}^2} \cdot \frac{d_{хар}}{L} \quad (2)$$

$$Re = \frac{V_{хар} \cdot d_{хар}}{\nu} \quad (3)$$

ξ - коэффициент гидравлического трения на единицу толщины пористого слоя;

Re - число Рейнольдса.

В качестве характерной скорости жидкости для пористых материалов выбирается средняя скорость потока в порах. В эксперименте с помощью расходомера измерялось значение объемного расхода жидкости в канале круглого сечения до пористой вставки Q , через который можно определить величину скорости фильтрации V_{ϕ} :

$$V_{\phi} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (4)$$

Предполагая, что рассматриваемые изделия имеют структуру близкую к изотропной, можно принять допущение о равенстве просветности и объемной пористости. Тогда средняя скорость потока в порах определится формулой:

$$V_{\text{хар}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \cdot \frac{1}{\Pi} \quad (5)$$

В работе [2] авторами предложено рассматривать в качестве характерного размера средний размер пор с поправкой на вероятностное распределение пор по размерам:

$$d_{\text{хар}} = d_{\text{ср}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \quad (6)$$

где $d_{\text{ср}}$ - средний размер пор, м;

α – параметр функции распределения.

$$\alpha = \frac{d_{\text{ср}}^2}{\sigma^2} \quad (7)$$

где σ^2 - дисперсия размеров пор.

Подробно физический смысл параметра функции распределения α для материала МР описан в [3].

По данным структурных исследований [2-3] было получено выражение для определения среднего размера пор в изделиях из материала МР:

$$d_{\text{ср}} = \frac{\Pi \cdot \delta_{\text{пр}}}{1 - \Pi} \quad (8)$$

Для определения среднего размера пор был сделан продольный разрез тестового образца, изготовленного по той же технологии и из тех же материалов, что и исследуемый образец №1. Далее, с использованием сканера высокого разрешения было получено монохромное изображение сделанного разреза (рис. 3). При этом в плоскости сканирования светлым цветом отразилась металлическая структура, а темным – поровое пространство.

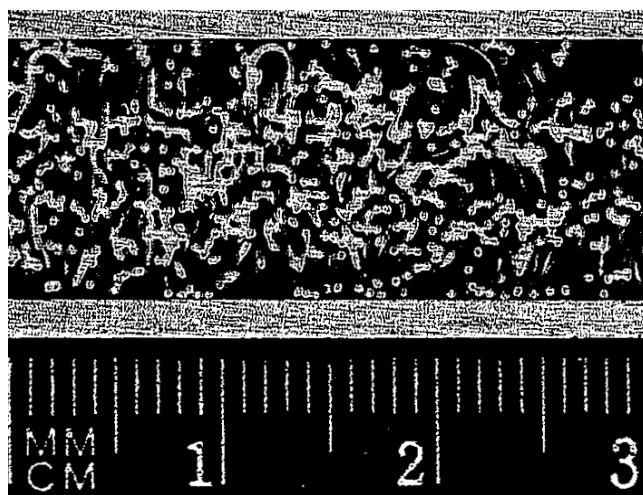


Рис. 3. Цифровой скан продольного разреза исследуемого материала МР

Это изображение анализировалось с использованием САД программы, где в местах пустот строились окружности, касательные к контурам металла (рис. 4).

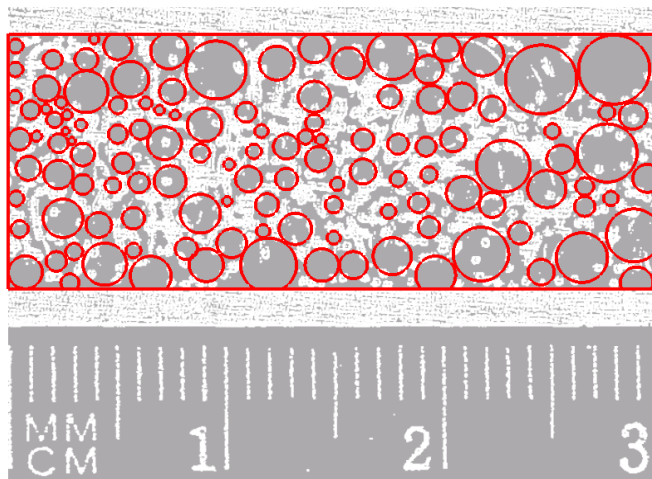


Рис. 4. Описание пустот в сечении с помощью окружностей в CAD программе

Затем файл в открытом текстовом формате IGES, содержащий информацию о диаметрах построенных окружностей, анализировался в математическом пакете. Это позволило значительно ускорить процесс обработки данных. В результате было получено среднее значение диаметров построенных окружностей $d_{cp1}=1,23$ мм, дисперсия $\sigma^2=0,37$ и гистограмма распределения размеров пор (рис. 5).

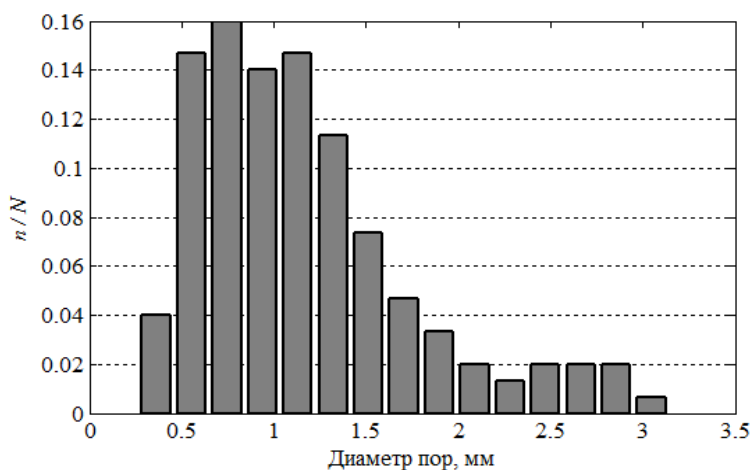


Рис. 5. Гистограмма распределения размеров пор

(n – количество окружностей с диаметром из рассматриваемого диапазона, N – общее количество построенных окружностей, $N=150$)

Расчетное значение среднего размера пор, определенное по формуле (8) для образца №1 составило 1,26 мм. Можно отметить хорошее совпадение результата цифровой обработки сечения с расчетной формулой (8), поэтому средние размеры пор образцов №2 и №3 были рассчитаны по ней. Их значения составили соответственно $d_{cp2}=1,2$ мм и $d_{cp3}=1,2$ мм.

Величина параметра функции распределения для образца №1 составила $\alpha_1=4$. Учитывая одинаковый диаметр проволоки и технологию изготовления других образцов, для образцов №2 и №3 значения параметров функции распределения приняты также $\alpha_2=4$ и $\alpha_3=4$. Полученные величины, характеризующие геометрические особенности исследуемых пористых втулок, использовались при обработке экспериментальных данных по исследованию перепада давления для составления уравнения подобия вида $\xi = f(Re)$.

Результаты экспериментальных исследований

На рис. 6 приведены графики перепада статического давления dP в зависимости от расхода рабочей среды Q для трех исследованных образцов. Очевидно их существенное различие, обусловленное разной температурой при проведении испытаний, а также диаметром и толщиной пористых втулок. Далее была проведена попытка обобщить полученные экспериментальные данные, согласно представленной ранее методике. На рис. 7 представлены зависимости коэффициентов гидравлического трения на единицу толщины в пористых образцах от чисел Рейнольдса, определенные по формулам (2)-(3) на основе экспериментальных данных.

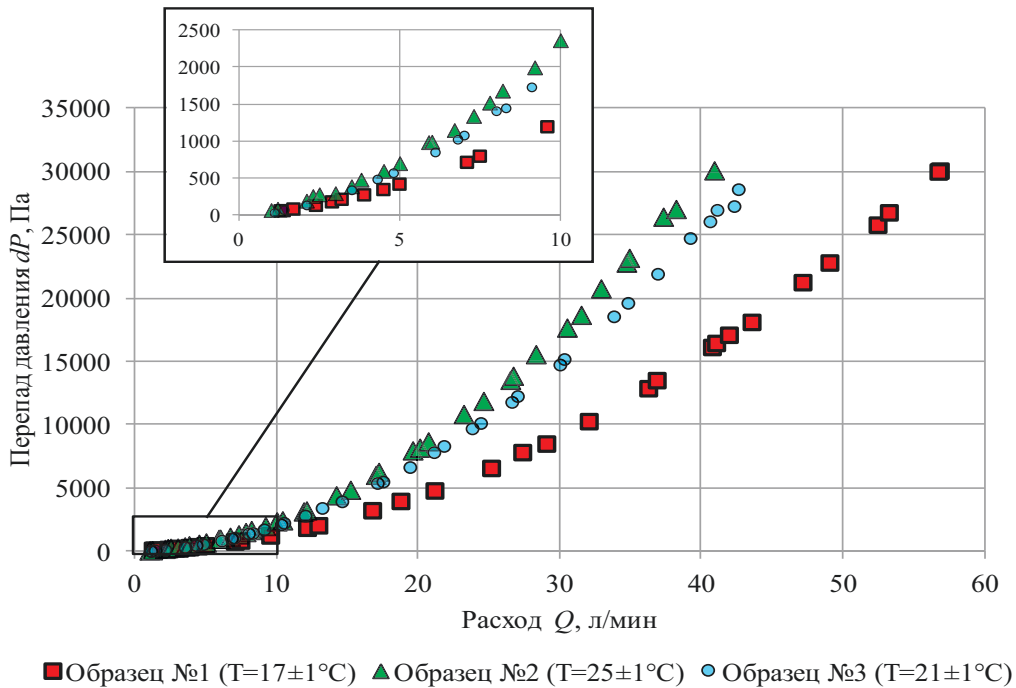


Рис. 6. Первичные экспериментальные данные по определению перепада давления от расхода воды в каналах с пористыми вставками

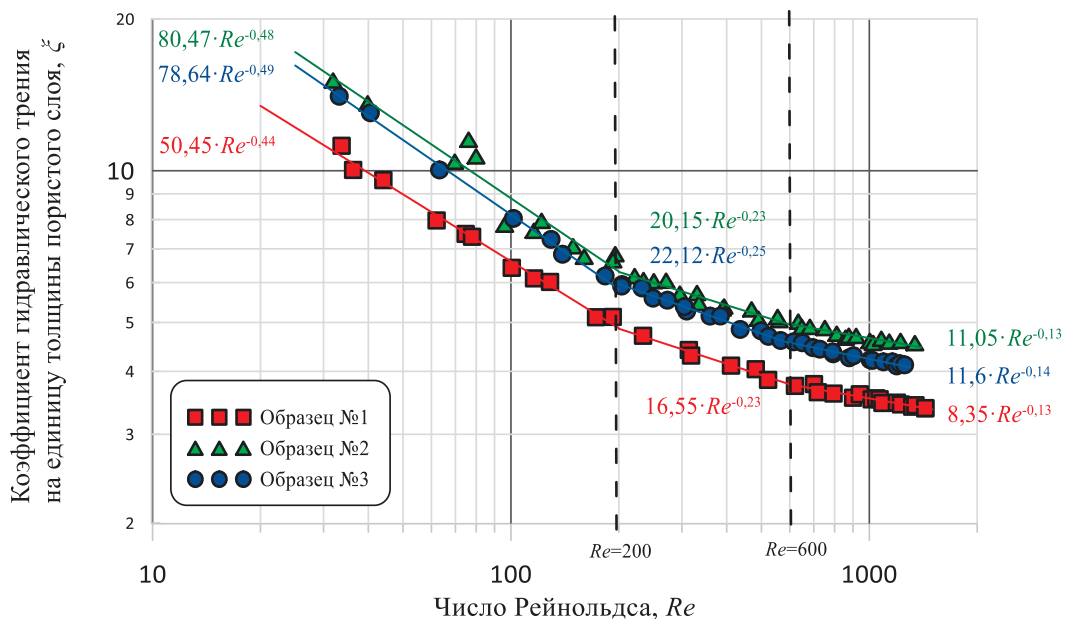


Рис. 7. Результаты обработки экспериментальных данных

Анализ полученных результатов проводился в предположении, что зависимость коэффициента гидравлического сопротивления на единицу толщины пористого слоя от числа Рейнольдса может быть аппроксимирована степенной функцией. При этом рассматривались различные диапазоны по числам Рейнольдса, в рамках которых степенные функции имеют наименьшее отклонение от экспериментальных значений.

Методом наименьших квадратов были получены диапазоны по числам Рейнольдса, в рамках которых данные весьма удовлетворительно описываются одними функциями. Однако, на рис. 7 можно видеть, что общих зависимостей для всех трех элементов нет. Графики имеют схожие углы наклона, но отличаются постоянным множителем. Это может свидетельствовать о качественно одинаковом характере течения рабочей среды в пористых втулках. Однако помимо пористости, среднего размера пор и зависимости распределения пор по размерам на гидравлическое сопротивление могут оказывать влияние и другие геометрические параметры, например, соотношение размера пор и толщины слоя, диаметр навивки проволоки, отношение диаметра втулки к ее толщине, шероховатость проволоки и т.п. Влияние этих факторов на гидросопротивление требует дополнительного изучения.

Несмотря на сказанное выше, основным результатом, который удалось получить для всех трех исследованных образцов – это граничные значения чисел Рейнольдса, характеризующие возможную смену режимов или характера течения среды:

- 1) в диапазоне числе Рейнольдса $30 < Re \leq 200$ зависимость ζ может быть аппроксимирована функцией $\zeta \sim Re^{-0,48}$;
- 2) в диапазоне числе Рейнольдса $200 < Re \leq 600$ зависимость ζ может быть аппроксимирована функцией $\zeta \sim Re^{-0,24}$;
- 3) в диапазоне числе Рейнольдса $Re > 600$ зависимость ζ может быть аппроксимирована функцией $\zeta \sim Re^{-0,13}$.

Заключение

Приведены результаты экспериментального определения значений коэффициента гидравлического трения на единицу толщины слоя пористых вставок в зависимости от чисел Рейнольдса. В качестве характерного размера использовался средний диаметр пор с учетом поправки на вероятностное распределение пор по размерам, а в качестве характерной скорости выбиралась средняя скорость потока в порах.

Полученные результаты являются важными для выбора режимных параметров течения жидкости при проведении гидравлического расчета контуров с подобными пористыми структурами, а также при подборе насосов и циркуляторов, обеспечивающих движение жидкости в таких контурах.

Библиографический список

1. **Жижкин, А.М.** Гидравлические потери в элементах из материала МР // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. – 2006. – № 2-2 (10). – С. 173-176.
2. **Жижкин, А.М.** Распределение пор по размерам в тонкостенных изделиях из материала МР // В сборнике: Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Труды международной научно-технической конференции. – Самара, 2003. – С. 185-190.
3. **Жижкин, А.М.** Влияние структуры пористого материала МР на его расходные характеристики / А.М. Жижкин, Г.В. Лазуткин, М.А. Брылева, Г.В. Изранова, С.В. Путилин // Вестник СамГУПС. – 2017. – № 4 (38). – С. 16-24.
4. **Жижкин А.М.** Особенности гидродинамики тонкостенных пористых изделий из материала МР // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. 2011. № 3-3 (27). С. 145-149.

5. Жижкин, А.М. Проектный расчет фильтрующих элементов из материала МР / А.М. Жижкин, Г.В. Лазуткин // Вестник СамГУПС. – 2015. – № 1 (27). – С. 145-152.

*Дата поступления
в редакцию: 23.02.2019*

Yu.I. Anoshkin, A.A. Dobrov, M.A. Legchanov, M.A. Subarev, A.E. Khrobostov

**EXPERIMENTAL STUDY OF HYDRAULIC RESISTANCE OF POROUS MATERIAL
MADE OF SPIRAL WIRE IN ROUND CHANNEL**

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

Purpose: Investigation of hydraulic pressure losses per unit length of a porous element, which depend not only on the properties of the pumped liquid and on the speed of its flow, but also on the characteristics of the porous structure.

Design/methodology/approach: The paper presents experimental data obtained in the study of pressure drop from the flow of the working medium in three porous samples on the bench of NSTU FT-18. The data were reduced to a dimensionless form according to the theory of hydrodynamic similarity according to the recommendations given in the literature for such porous materials.

Results: The values of the boundaries of the ranges of Reynolds numbers are obtained, which characterize a possible change of regimes or the nature of the flow.

Key words: hydrodynamics, porous materials, coefficient of hydraulic resistance.

УДК 621.039.5

А.В. Кайнова, Ю.П. Сухарев, Г.Н. Власичев

**РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ НЕЙТРОННО-ФИЗИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК РЕАКТОРА МАЛОЙ МОЩНОСТИ
БЕЗ АКТИВНОГО ТЕПЛОТВОДА**

Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева

В настоящей статье представлены основные результаты первого этапа работ по рассмотрению и обоснованию возможности создания реактора теплоснабжения малой мощности без активного теплоотвода, проектируемого по типу высокотемпературного газоохлаждаемого реактора. Приведены полученные в ходе расчетов нейтронно-физические характеристики реактора (коэффициенты размножения, температурные эффекты реактивности, кампания реактора, распределение энерговыделения и плотности потока нейтронов, величина флюенса нейтронов), рассчитанные для двух вариантов материального состава активной зоны реактора с использованием программ WIMS-D4 и JAR-HTGR, а также его концептуальная схема. Проведен сравнительный анализ полученных результатов, отмечены основные преимущества предлагаемых вариантов материального состава активной зоны, а также достоинства предлагаемой концепции реактора в целом, в условиях ее предполагаемого применения для энерго- и теплоснабжения труднодоступных и удаленных районов.

Ключевые слова: реакторы малой и сверхмалой мощности, нейтронно-физические характеристики, компьютерные расчеты.

Введение

Ввиду растущей потребности в электро- и теплоснабжении труднодоступных и удаленных районов, роста капитальных затрат при строительстве крупных реакторных установок, повышенных требований к уровню самозащищенности установки, необходимости проведения исследований по физике реакторов на реальных моделях, а также востребованности этих моделей для обучения квалифицированных специалистов для АЭС отмечается повышение заинтересованности в разработке проектов реакторов малой (до 300 МВт (э)) и сверхмалой (до 15 МВт) мощности, которые, однако, относятся к малоизученной области использования ядерной энергии.

В статье [1] авторами приводится краткий обзор некоторых из существующих российских и зарубежных проектов реакторов малой мощности, на основе которых предложена собственная концепция реактора малой мощности, представляющая интерес для дальнейшей разработки. Целью данной статьи является представление результатов расчетов нейтронно-физических характеристик описанного реактора как первого этапа разработки проекта реактора в целом.

Концепция реакторной установки

Установка представляет собой маломощный реактор с цилиндрической активной зоной, проектируемый по типу высокотемпературного газоохлаждаемого реактора. Основной особенностью конструкции является отсутствие активного теплоотвода в первом контуре. Теплосъем осуществляется через боковую поверхность реактора на систему поверхностного охлаждения за счет теплопроводности и излучения. Система поверхностного охлаждения основана на принципе естественной циркуляции.

Энергонапряженность реактора выбирается на основании опыта проектирования модульных ВТГР с тем, чтобы удовлетворить условиям съема остаточных тепловыделений остановленного реактора через его боковую поверхность на систему поверхностного охлаждения за счет теплопроводности и излучения без превышения максимально допустимой для рассматриваемого топлива температуры 1700 °С. Описанные условия теплосъема накладыва-

вают существенные ограничения по уровню мощности, верхняя граница которого находится в пределах 1,5-2 МВт (т) и зависит, в частности, от материального состава активной зоны.

Обеспечение достаточного теплосъема при номинальной мощности без принудительной циркуляции теплоносителя придает установке значительно более высокие свойства внутренней самозащищенности. В данном типе реактора полностью отсутствует возможность аварии с прекращением энергопитания, которая, в случае своего возникновения в других типах реакторов, приводит к наиболее тяжелым последствиям.

Описание конструкции активной зоны

Активная зона моделируется совокупностью шестигранных блоков, 1/6 активной зоны с боковыми отражателями и схемой расположения органов СУЗ представлена на рис. 1.

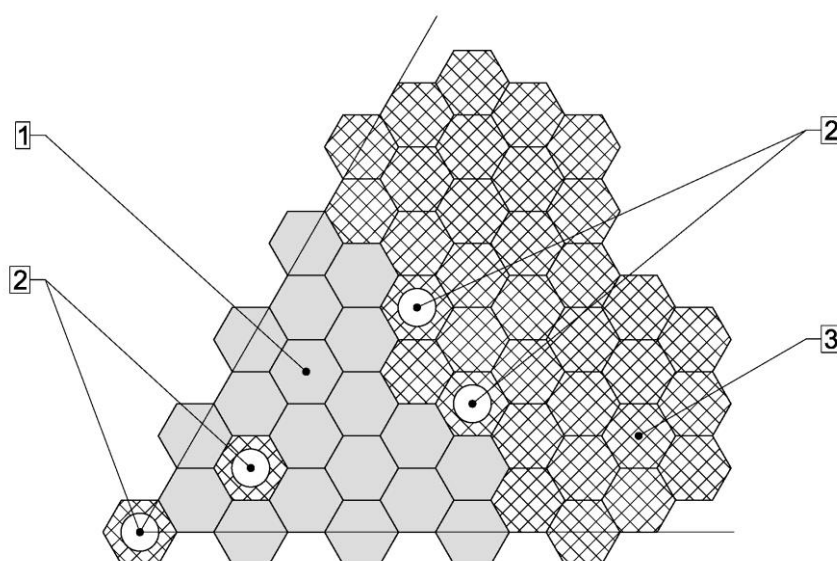


Рис. 1. Компоновка активной зоны реактора в поперечном направлении:
1 – топливный блок, 2 – каналы под АЗ и органы компенсации реактивности,
3 – боковой отражатель

Активная зона реактора (АЗР) скомпонована из 126 колонн, включая 114 топливных колонн по 5 ТВС по высоте в каждой и 7 колонн для стержней СУЗ. При работе реактора на номинальных температурах стержни извлечены из АЗР.

Топливный блок – ТВС – представляет собой шестигранную призму высотой 600 мм, размером «под ключ» 195 мм. В топливном блоке предусмотрены 90 каналов диаметром 12,75 мм для размещения 90 топливных компактов. По высоте ТВС в каждом канале размещаются по 11 топливных компактов. Диаметр топливного компакта – 12,5 мм, высота – 50 мм. Топливный компакт представляет собой матрицу из карбида кремния с топливными частицами на основе сферических ядер оксида обогащенного урана диаметром 500 мкм с четырехслойным керамическим покрытием типа ТРИСО.

Активная зона окружена графитовыми отражателями. С наружной боковой поверхности активная зона окружена боковыми отражателями: сверху активной зоны помещается верхний торцевой отражатель, снизу активной зоны – нижний торцевой отражатель. В 12 колоннах бокового отражателя, примыкающих к активной зоне, размещаются каналы под органы компенсации реактивности.

Органы компенсации реактивности и стержни СУЗ содержат поглотитель – карбид бора (B_4C). Основные характеристики реактора приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные характеристики реактора

Характеристика	Значение
Геометрические параметры АЗР:	
– диаметр, м	2,15
– высота, м	3
Геометрические параметры отражателей:	
– толщина бокового отражателя, м	~ 0,8
– толщина нижнего отражателя, м	1,0
– толщина верхнего отражателя, м	0,75
Количество топливных блоков в АЗР	570
Геометрические параметры топливных блоков:	
– размер под ключ, м	0,195
– высота, м	0,6
Количество топливных компактов в топливном блоке	990
Геометрические параметры топливных компактов:	
– диаметр, см	1,25
– высота, см	5
Параметры микротоплива, мкм/ – / г/см ³ :	
– диаметр зерна / материал / плотность	500 / UO_2 / 10,5
– толщина 1-го слоя покрытия / материал / плотность	90 / PuC / 1,0
– толщина 2-го слоя покрытия / материал / плотность	40 / PuC / 1,8
– толщина 3-го слоя покрытия / материал / плотность	40 / SiC / 3,2
– толщина 4-го слоя покрытия / материал / плотность	40 / PuC / 1,8

Принимая во внимание упомянутое выше влияние материалов активной зоны на тепловую мощность установки, авторами рассмотрены два возможных варианта материального состава. Конструкция топливных компактов совпадает в обоих вариантах, различен в двух исследуемых конструкциях материал топливного блока и отражателей: в первом варианте используется графит, во втором – карбид молибдена.

Для описанных материальных составов активной зоны с помощью программ WIMS-D4 [2] и JAR-HTGR [3] подобраны величины загрузок топлива, обогащение по основному делящемуся изотопу, рассчитаны нейтронно-физические характеристики (коэффициенты размножения, температурные эффекты реактивности, кампания реактора, распределение энерговыделения и плотности потока нейтронов, величина флюенса нейтронов), оценена эффективность систем управления. Полученные характеристики, рассчитанные для мощности 1,5 МВт (т) в графитовом реакторе, 2 МВт (т) – в молибденовом, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Нейтронно-физические характеристики реактора

Параметр	Реактор с матрицей С	Реактор с матрицей МоС
Коэффициент размножения бесконечного реактора:		
– холодный разотравленный реактор	1,1531	1,0625
– горячий разотравленный реактор	1,0678	1,0617
Эффективный коэффициент размножения:		
– холодный разотравленный реактор	Без стержней: 1,1230	Без стержней: 1,0263
	Со стержнями: 0,9814	Со стержнями: 0,9853
– горячий разотравленный реактор	Без стержней: 1,0164	Без стержней: 1,0158
	Со стержнями: 0,9044	Со стержнями: 0,9757
Загрузка U-235 на топливный компакт, г	16.5	70
Обогащение по U-235, %	17	38
Температурный коэффициент реактивности, 1/град	$-7 \cdot 10^{-5}$	$-7,2 \cdot 10^{-7}$
Эффективность стержней, % $\Delta k/k$	13	4
Коэффициенты неравномерности энерговыделения:		
K_s^{\max}	1,4305	1,8477
K_h^{\max}	1,2565	1,4117
Кампания реактора, лет	~ 77	~ 90
Средняя плотность потока нейтронов в АЗР, н/(см ² с)	$9,58 \cdot 10^{10}$	$5,23 \cdot 10^{12}$
Флюенс потока нейтронов, н/см ²	$2,12 \cdot 10^{20}$	$1,5 \cdot 10^{22}$

На рис. 2 представлены зависимости эффективного коэффициента размножения нейтронов от времени облучения для ячейки с выбранными параметрами загрузки топлива и обогащения. Загрузка и топливное обогащение подобраны таким образом, чтобы начальная величина коэффициента размножения в горячем разотравленном реакторе была приблизительно одинакова для обоих вариантов материального состава активной зоны.

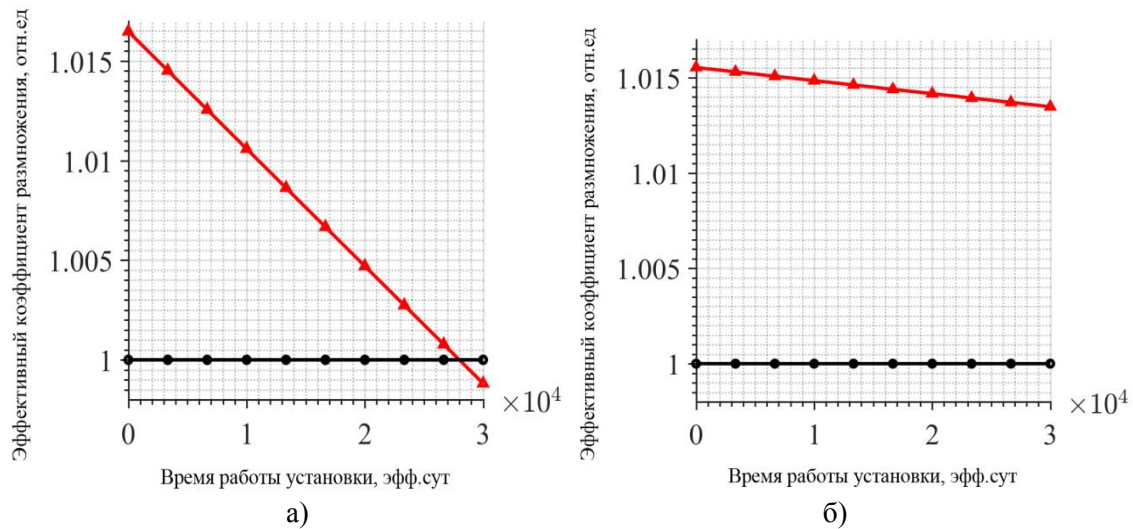


Рис. 2. Зависимость эффективного коэффициента размножения от времени облучения:
 а) – для реактора с графитовыми топливными блоками,
 б) – с блоками на основе карбида молибдена

Как видно из приведенных графиков, снижение эффективного коэффициента размножения в реакторе с матрицей из графита в ТВС происходит несколько быстрее. Тем не менее, учитывая характер изменения величины коэффициента размножения, в обоих реакторах возможно реализовать значительную кампанию реакторной установки. Кампания реактора с графитовой матрицей была выбрана по времени выгорания топлива и составила ~ 28000 эффективных суток (~ 77 лет). В случае же реактора с матрицей на основе карбида молибдена – коэффициент размножения мало изменяется с течением времени, в связи с чем кампания установки была определена по допустимому флюенсу конструкционных материалов: ~ 33000 эфф. сут. (~ 90 лет). Реактор работает без перегрузок топлива в течение всей кампании.

Существенная кампания реактора является одним из критериев актуальности создания маломощных РУ, отмеченных в [1]. Рассматриваемая в настоящей статье концепция реактора не только в полной мере отвечает данному требованию, но и не требует перегрузок топлива в течение своей работы. Данный фактор имеет исключительную важность для удаленных районов, где и предлагается использование данной установки в связи с трудностями частого снабжения необходимыми ресурсами: доставкой ТВС, перегрузочного оборудования (либо постоянного его наличия и обслуживания на месте) и т. п.

Большой запас по температуре топлива ~ 400° между выбранной рабочей температурой ~ 1200°С и предельно допустимой 1700°С дает возможность обеспечить саморегулирование реактора, так как температурный коэффициент реактивности составляет $-7 \cdot 10^{-5}$ 1/град и $-7,2 \cdot 10^{-7}$ 1/град для реактора с графитовыми блоками и блоками из карбида молибдена, соответственно. Использование данного температурного запаса дает возможность введения более чем 3% отрицательной реактивности, что достаточно как для компенсации оперативного запаса реактивности на выгорание, так и прекращения ядерной реакции деления. Использование саморегулирования существенно упрощает конструкцию установки. В этом смысле реакторная установка аналогична «газовой колонке», в которой при отключении подачи охлаждающей воды (система поверхностного охлаждения) блокируется подача газа.

Приведенная в табл. 2 эффективность органов компенсации реактивности для двух рассматриваемых материалов активной зоны реактора демонстрирует, что использование графитовой матрицы топливного блока дает большую эффективность при одном и том же количестве поглощающих стержней. Меньшая эффективность в молибденовом реакторе объясняется жестким спектром нейтронов в активной зоне.

На рис. 3 приведены распределения плотностей нейтронных потоков для двух наполнений активной зоны в центральном ее сечении. На рис. 4, сверху, по аналогии – коэффициент неравномерности энергосвечения K_s , снизу – коэффициент неравномерности энергосвечения K_h (на рисунках: R – расстояние от центра АЗР).

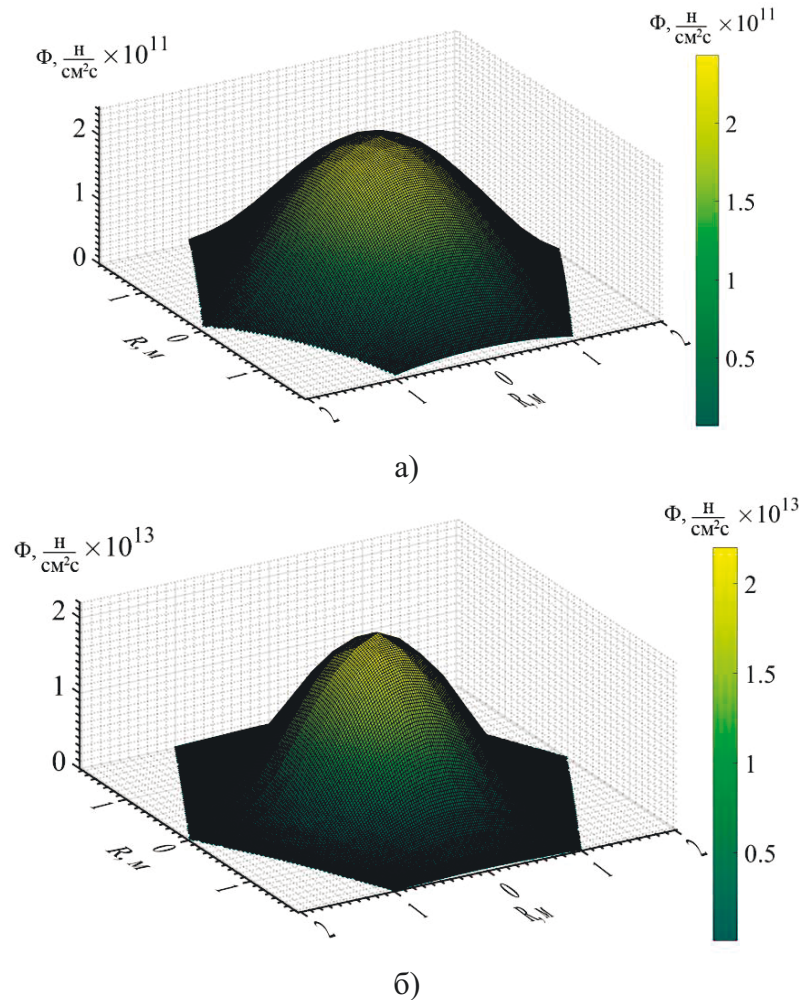


Рис. 3. Плотность нейтронного потока в центральном сечении:

- а) – для реактора с графитовыми топливными блоками,
б) – с блоками на основе карбида молибдена

Величина плотности потока в реакторе с матрицей топливного блока на основе карбида молибдена на несколько порядков превышает аналогичную величину для реактора с графитовой матрицей, что является характерным для реакторов на быстрых нейтронах.

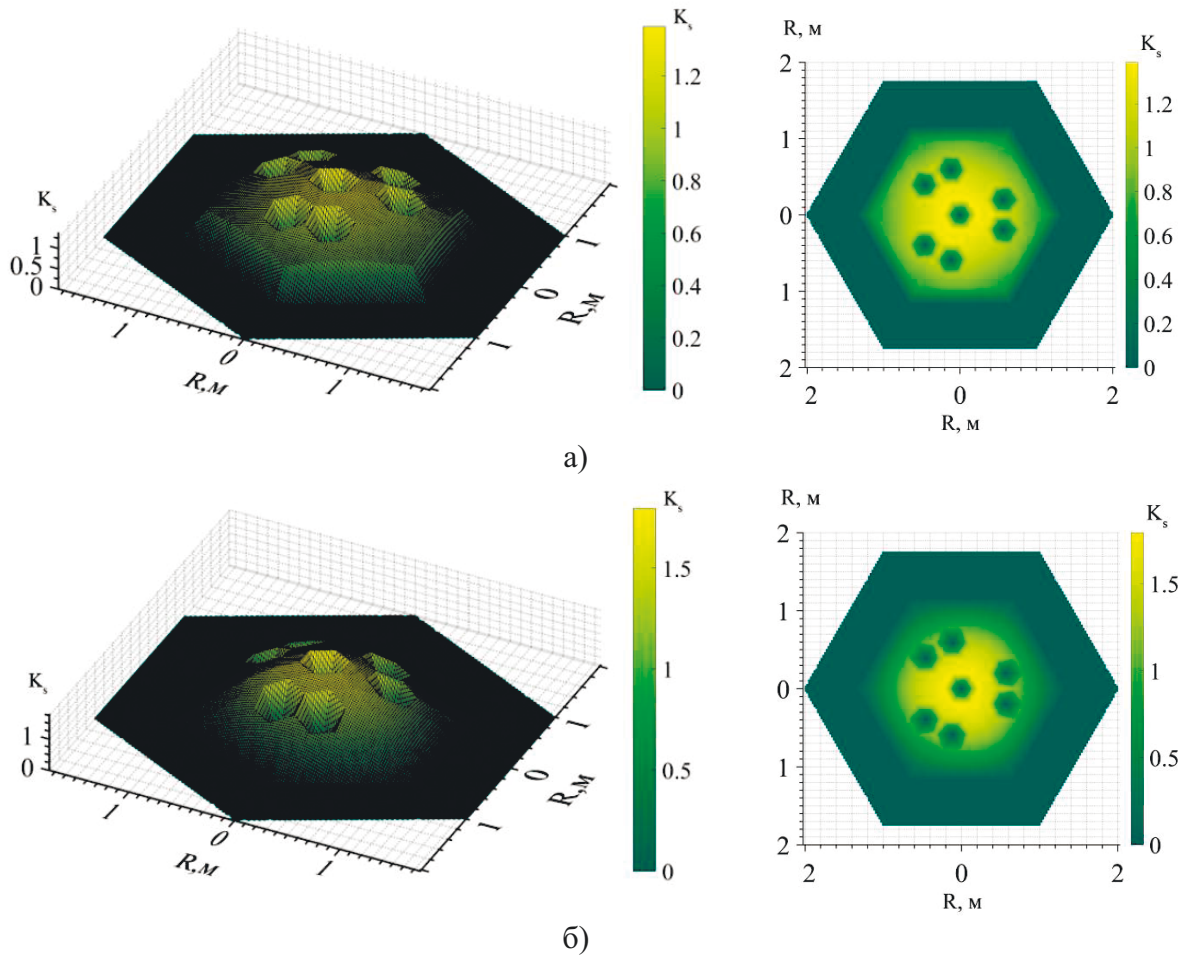


Рис. 4. Коэффициент неравномерности энерговыделения K_s в центральном сечении:

- а) – для реактора с графитовыми топливными блоками,
 б) – с блоками на основе карбида молибдена

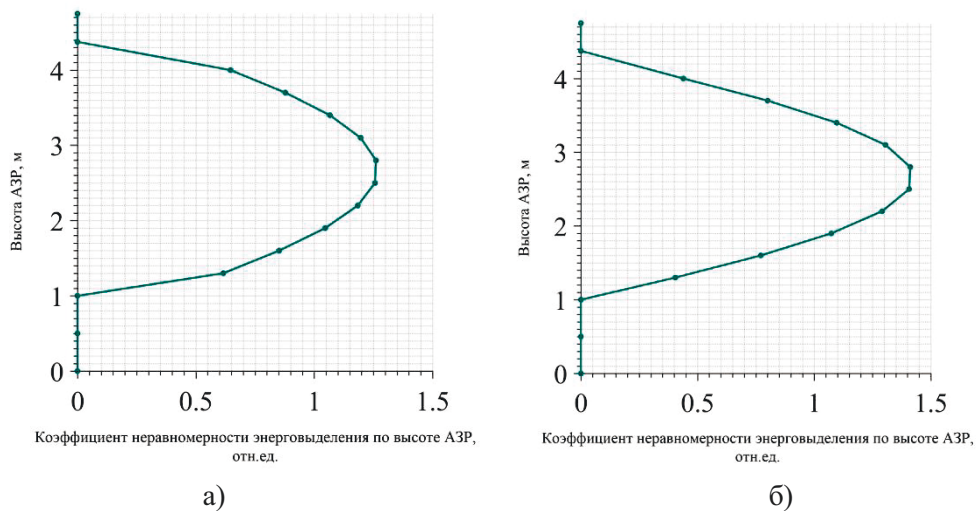


Рис. 5. Коэффициент неравномерности энерговыделения K_h по высоте АЗР

- а) – для реактора с графитовыми топливными блоками,
 б) – с блоками на основе карбида молибдена

Провалы на приведенных поверхностях обусловлены месторасположением стержней СУЗ. Энерговыделение в реакторе с графитовыми топливными блоками более равномерно, что и подтверждают приведенные распределения коэффициентов неравномерности. Однако, для реактора с блоками на основе карбида молибдена, среднее энерговыделение в среднем

выше практически в два раза. Следовательно, как и упоминалось ранее, материальный состав активной зоны существенно влияет на уровень мощности, который можно достигнуть в описываемой реакторной установке.

Заключение

В настоящей статье рассмотрены итоги первого этапа разработки проекта реактора малой мощности без активного теплоотвода, предложенного авторами ранее как представляющий интерес для проработки на фоне повышения заинтересованности к проектам маломощных и сверхмаломощных реакторных установок.

Таким образом, приведены результаты расчетов следующих нейтронно-физических характеристик реакторной установки: эффективный коэффициент размножения и коэффициент размножения бесконечного реактора, загрузка и обогащение U-235, эффективность систем управления, распределение плотности потока нейтронов и среднего энерговыделения, кампания реактора и флюенс нейтронов. Данные характеристики рассчитаны для двух вариантов топливной композиции: с топливными блоками с графитовой матрицей и матрицей из карбида молибдена. Решение о проведении подобного сравнительного анализа обусловлено тем, что уровень мощности, которого можно достигнуть в предлагаемом концепте реактора, зависит от материалов, составляющих активную зону установки.

Согласно вышеописанному, использование графитовой матрицы топливных блоков приводит к более равномерному полю энерговыделений и более высокой эффективности стержней СУЗ. Однако, по остальным указанным характеристикам, а именно: коэффициентам размножения, длительности кампании реактора, плотности потока нейтронов, тепловой мощности реакторной установки – использование матрицы из карбида молибдена является более предпочтительным.

Таким образом, параметры, которых можно достигнуть с использованием молибденовой матрицы в топливных блоках, более оптимальны в условиях основной цели разработки данного реактора – создание источника энерго- и теплоснабжения для удаленных и труднодоступных районов, так как в описанных условиях наибольшее значение имеют: длительность кампании реакторной установки, ее мощность и низкая потребность в регулярном обслуживании.

В целом по концепции реактора необходимо отметить высокий уровень самозащитности, прежде всего, за счет температурного коэффициента реактивности. Благодаря данному свойству установка может функционировать в режиме без регулярного присутствия оператора, что опять же повышает актуальность ее использования в качестве источника тепла и электричества в удаленных от основных энерго- и теплосетей населенных пунктах.

Библиографический список

1. **Кайнова, А.В.** Реакторные установки сверхмалой мощности / А.В. Кайнова, Ю.П. Сухарев, Г.Н. Власичев // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. – 2018. – № 1 (120). – С. 108-116.
2. **Askew, J.R.** A General Description of the Lattice Code WIMS / J.R. Askew, F.J. Fayers, P.B. Kemshell // Journal of British Nuclear Energy Society. – 1966. – Vol.5, iss. 4. – P. 564-585.
3. **Ярославцева, Л.Н.** Комплекс программ JAR для расчета нейтронно-физических характеристик ядерных реакторов // ВАНТ. сер. ФТЯР. – 1983. – № 8 (37). – С. 41-43.

Дата поступления

в редакцию: 22.01.2019

A.V. Kainova, Yu.P. Sukharev, G.N. Vlasichev

**NUMERICAL JUSTIFICATION FOR NEUTRON AND PHYSICAL PARAMETERS
OF LOW POWER REACTOR WITHOUT ACTIVE HEAT RECOVERY**

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

Purpose: The article is aiming to represent the results of the first stage of work on Low Power Reactor project – Low Power Reactor without active heat recovery.

Design/methodology/approach: The computer model of the Low Power Reactor Core was created for calculating the neutron and physical parameters (k -effective, Doppler coefficient, reactor core campaign, power and neutron flux density distributions, value of the neutron fluence) for two types of reactor core. These types are differing in material of fuel unit – first base on molybdenum carbide and second – on graphite. Calculations were performed using WIMS-D4 and JAR-HTGR programs.

Results: The results obtained were compared for two types of fuel unit material. That comparison is represented at the current article with comments and explanations of the reasons for the differences. Based on it, the most important advantages of Low Power Reactor concept suggested are underlined (including the specific advantages for both types of fuel unit material).

Key words: Low and Super Low Power Reactors, neutron and physical parameters, computer calculations.

УДК 621.314

Е.В. Калинин, А.И. Чивенков¹**ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОТЕРЬ
В СТЫКАХ ШИХТОВАННЫХ СЕРДЕЧНИКОВ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлены результаты исследования особенностей формирования потерь на вихревые токи от нормальной составляющей магнитного потока $P_{вн}$ в зоне стыков шихтованных сердечников силовых трансформаторов. Актуальность их изучения обусловлена доминированием потерь $P_{вн}$ в общем приросте потерь в стыках. Цель – определение характера зависимости потерь $P_{вн}$ от различных параметров в условиях резкого поверхностного эффекта в пластинах сердечника для стыков внахлест типа «butt-lap». Задача решается методом физического моделирования в специальном намагничивающем устройстве электромагнитных процессов в стыках при воздействии равных встречных переменных магнитных потоков перпендикулярно плоскости прямоугольной проводящей пластины в двух узких крайних зонах. С использованием аналитических выражений для $\mu = \text{const}$ сравниваются результаты, полученные на физической модели для пластин из стали с нелинейной магнитной проницаемостью и меди с линейными свойствами. Определены реальные значения относительной магнитной проницаемости стали в перпендикулярном направлении к плоскости прокатки пластин. Рассчитаны значения коэффициента динамики, при которых протекает резкий поверхностный эффект в стыках. Экспериментально выявлен эффект частичной компенсации потерь на вихревые токи $P_{вн}$ в стыках внахлест типа «butt-lap».

Ключевые слова: шихтованный сердечник, потери в стыках, физическая модель, резкий поверхностный эффект, коэффициент динамики, нелинейная магнитная проницаемость.

Введение

В рамках общепринятой «классической» структуры потерь в стали [1] известными теоретическими исследованиями дополнительных потерь в стыках шихтованных сердечников [2, 3] не удалось выявить отличительных особенностей, связанных с переходами магнитного потока в соседние слои шихтовки. Потребовалось изменение подхода к формированию потерь на этих особых участках [4]. Использование структуры прироста удельных потерь: объединенных потерь на гистерезис и вихревые токи $\Delta P_{уд.гв}$ от основного (тангенциального) магнитного потока Φ_t и потерь на вихревые токи $P_{уд.вн}$ от действия потока Φ_n , нормального к плоскости пластин сердечника, позволило получить качественно новые результаты. В частности, экспериментами по разделению прироста потерь в широко используемых обычных косых стыках внахлест типа «butt-lap» шихтованных сердечников (ШС) [5, 6] установлено, что для современных текстурованных сталей доминирующая доля прироста удельных потерь приходится на $P_{уд.вн}$. Фактически для трансформаторов со стыковой шихтованной конструкцией магнитных систем (МС) это означает, что большая часть процессов формирования потерь в стыках происходит в условиях резкого поверхностного эффекта (РПЭ) [6, 7].

Нарастающая тенденция роста магнитных характеристик новых марок трансформаторных сталей в направлении прокатки [8, 9] и снижения удельных потерь при рабочих амплитуде средней по сечению индукции $B_m = 1,7$ Тл и частоте $f = 50$ Гц до $P_{1,7/50} = (0,82-0,57)$ Вт/кг при вынужденной необходимости уменьшения толщины пластин до $d = (0,23-0,15)$ мм ведет к увеличению относительного уровня $P_{уд.вн}$ в стыках – свыше 90% [6]. Еще большее усиление влияния потока Φ_n на прирост потерь в стыках наблюдается с внедрением в ШС перспективных ступенчатых косых стыков типа «step-lap» [10, 11].

Постановка задачи

В отношении действия потоков Φ_n в зоне стыков ШС при соблюдении неизменной технологии сборки все пластины находятся практически в одинаковых условиях. При этом на концах каждой пластины в узких областях, ограниченных зонами перекрытия соседних стыков – t , сосредоточены равные по величине, но противоположно направленные потоки Φ_n .

Для пояснения рассмотрим одну позицию шихтовки типа «butt-lap» на участке МС, шириной пластин b , толщиной d при шихтовке в m пластин. Как уже показано в [6], наибольшего значения магнитный поток Φ_{nm} , меньше или равной тангенциального потока позиции шихтовки Φ_{tm} :

$$\Phi_{nm} \leq (\Phi_{tm} = B_m \cdot m \cdot d \cdot b), \quad (1)$$

достигает в зоне перекрытия t , а за её пределами в зоне стыка вдвое меньше $\approx \frac{1}{2} \Phi_{nm}$. На рис. 1 изображена позиция шихтовки сердечника в пределах длины пластин стержня (или ярма) с условно «спрямленными» косыми стыками. Стрелками обозначены направления индукции и соответствующие им потоки Φ_n в зоне стыков в некоторый произвольный момент времени.

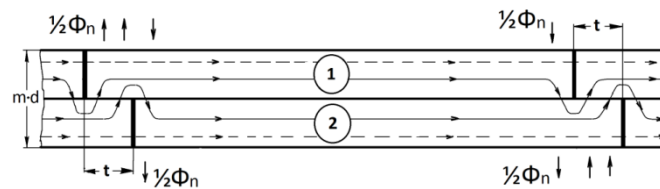


Рис. 1. Нормальная составляющая потока Φ_n в зоне стыков при шихтовке типа «butt-lap»

С использованием условий нечетной симметрии распределения магнитного потока для произвольного значения m выделены два слоя пластин половинной толщины – $(m \cdot d)/2$, обозначенных цифрами 1 и 2, в пределах толщины одной позиции шихтовки ($m \cdot d$). Под действием РПЭ контуры вихревых токи в слоях 1 и 2 вытесняются к наружным границам пластин [12]. Поэтому в пределах одной зоны стыка возможно суммирование нормальных потоков стыков Φ_n . Так, в слое 1 – слева и в слое 2 – справа результирующий нормальный поток будет направлен вверх $+\frac{1}{2} \Phi_n$. В слое 1 – справа и в слое 2 – слева нормальный поток направлен вниз $-\frac{1}{2} \Phi_n$. Такая картина распределения нормальных составляющих магнитных потоков Φ_n характерна практически для всех пластин пакета ШС.

В работе [7] обосновывается независимость процессов формирования $\Delta P_{уд.гв}$ и $P_{уд.вл}$ в стыках. Это делает возможным рассмотрение исследования влияния различных параметров на величину потерь $P_{уд.вл}$, в качестве самостоятельной задачи. Для этого на крайние противоположно расположенные участки прямоугольной проводящей пластины необходимо воздействовать равными, но разнонаправленными потоками переменными Φ_n , при обеспечении условия РПЭ в пластине. При доминирующем влиянии потерь $P_{уд.вл}$ в стыках такая постановка, в виде задачи физического моделирования, представляется особенно интересной и значимой.

Условия формирования потерь на вихревые токи в пластинах шихтованного сердечника со стыками

Динамика перемагничивания в пластинах сердечника от магнитных потоков Φ_τ и Φ_n принципиально отличается [6]. В монографии Й. Ламмеранера и М. Штафля [13] предлагается аналитическое решение одномерной пространственной задачи проникновения равномер-

ного синусоидального электромагнитного потока с частотой f в проводящую пластину с постоянной магнитной проницаемостью $\mu = \text{const}$, один из поперечных размеров которой много меньше другого. Выводится формула удельных потерь на вихревые токи $P_{\text{уд.в}}$ в зависимости от обобщенного параметра – коэффициента динамики ξ .

Значение коэффициента динамики ξ определяется выражением:

$$\xi = l \sqrt{\pi \cdot f \cdot \mu \cdot \gamma} \quad (2)$$

где l – меньший из линейных поперечных размеров пластины; $\mu = \mu' \cdot \mu^0$ – произведение относительной магнитной проницаемости материала μ' на проницаемость вакуума μ^0 , γ – удельная электропроводность материала.

Формула для потерь $P_{\text{уд.в}}$ [13] имеет вид:

$$P_{\text{уд.в}} = \pi^2 / (6\sigma) \cdot B_m^2 \cdot \gamma \cdot l^2 \cdot f^2 \cdot F(\xi), \quad (3)$$

где функция $F(\xi)$ равна:

$$F(\xi) = 3/\xi \cdot (\text{sh } \xi - \sin \xi) / (ch \xi - \cos \xi) \quad (4)$$

На рис. 2а показаны особенности изменения функции $F(\xi)$. При $\xi \leq (1,5 - 2)$ значения $F(\xi)$ близки к единице (поверхностный эффект практически отсутствует). Это соответствует режимам перемагничивания электротехнических сталей от тангенциального магнитного потока Φ_τ . В качестве меньшего поперечного размера l в формуле (2) для потока Φ_τ выступает толщина пластин d .

Для потерь на вихревые токи $P_{\text{уд.вт}}$ от потока Φ_τ формула (3) принимает известный вид [14]:

$$P_{\text{уд.вт}} = \pi^2 / (6\sigma) \cdot B_m^2 \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot f^2 \quad (5)$$

В работе [15] представлены результаты проведенного в нормализованном виде численного моделирования электромагнитного поля и удельных потерь $P_{\text{уд.в}}$ в нелинейной ферромагнитной пластине ($\mu = \text{var}$) при заданном синусоидальном потоке. Расчеты показывают, что при $\xi \leq (1,5 - 2)$ с ростом нелинейности магнитных свойств поверхностный эффект развивается медленнее, чем при $\mu = \text{const}$, а потери $P_{\text{уд.вт}}$ возрастают по отношению к классическим (5). Это подтверждается в [13, 14] расчетами для предельного случая нелинейности – идеальной прямоугольной характеристики, когда потери в (1,5 - 1,7) раза больше, чем по формуле (3) при $\mu = \text{const}$.

С ростом динамики функция $F(\xi)$ постепенно переходит в асимптотическую зависимость (рис. 2а). Точка $\xi = 4$ считается границей ПЭ [13]. При значении $\xi \geq 4$:

$$F(\xi) \approx 3 / \xi. \quad (6)$$

Проведенный в [16] анализ результатов численного расчета электромагнитного поля в ферромагнитной пластине при заданном синусоидальном токе и значительном проявлении динамики ($\xi > 10$) свидетельствует, что в отличие от случая $\xi \leq (1,5 - 2)$ при РПЭ нелинейный поверхностный эффект (при $\mu = \text{var}$) развивается быстрее и удельные потери меньше, чем при $\mu = \text{const}$. Это соответствует выводам [14], где потери в пластине с прямоугольной магнитной характеристикой при РПЭ меньше, чем рассчитанные по формуле (3).

Для магнитного потока Φ_n , нормального к плоскости пластин, минимальным линейным размером, реально ограничивающим действие вихревых токов, является ширина пластин сердечника b [6], а не ширина перекрытия t , как это полагается в [2, 3, 10]. При этом перемагничивание происходит при малых индукциях, соответствующих слабой нелинейности μ [6]. Исследованиями [6, 7] показано, что для нормального потока в сердечниках силовых трансформаторов значения коэффициента динамики $\xi > 10$. Контур вихревых токов при этом будут вытесняться к поверхности по периметру пластин (рис. 2в).

Формула (3) удельных потерь на вихревые токи $P_{\text{уд.вн}}$ для потока Φ_n с учетом (6) принимает вид:

$$P_{\text{уд.вн}} = \pi^{1,5} / (2\sigma) \cdot B_m^2 \cdot b \cdot f^{1,5} \cdot \sqrt{\gamma/\mu} \quad (7)$$

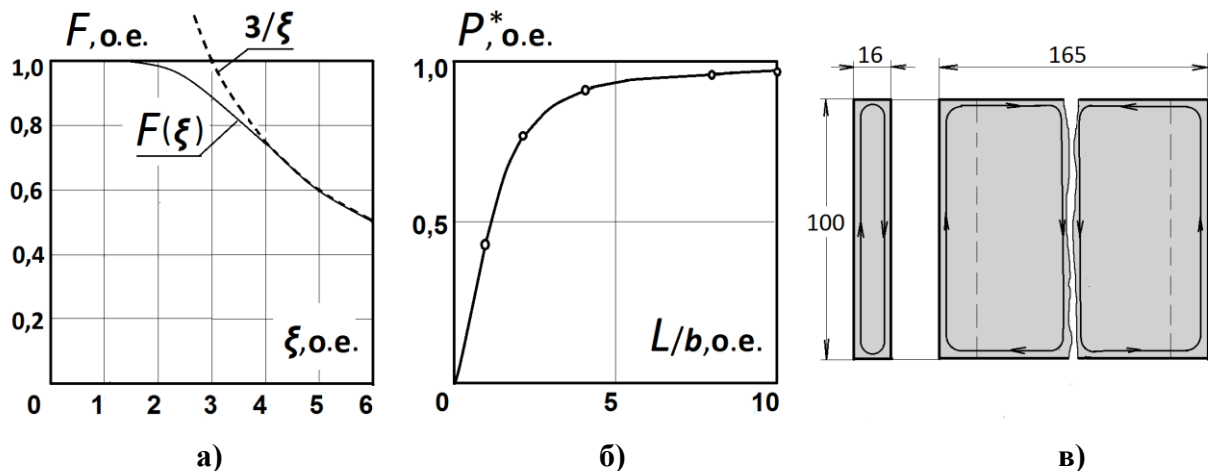


Рис. 2. а – Зависимость $F(\xi)$; б – зависимость $P^*(L/b)$; в – контуры вихревых токов образцов (16x100) мм и (100x165) мм в намагничивающем устройстве (границы полюсов – пунктиром)

Ширина b и длина пластин L сердечников силовых трансформаторов всегда соизмеримы по размеру и обе оказывают влияние на потери. На рис. 2б представлена зависимость коэффициента снижения удельных потерь $P^* = P_{\text{уд. вл}2} / P_{\text{уд. вл}1}$ от отношения линейных размеров L/b в стальной пластине прямоугольного сечения с нелинейными магнитными свойствами, полученная в [12] численными расчетами электромагнитного поля и потерь на вихревые токи при одномерной – $P_{\text{уд. вл}1}$ и двухмерной – $P_{\text{уд. вл}2}$ постановках задачи.

Представленные в [6] результаты характера зависимости от частоты $P_{\text{уд. вл}}(f)$ в стыках коррелируют с имеющейся зависимостью от f в формуле (7) и подтверждают наличие РПЭ. В то же время существуют отличия формирования потерь $P_{\text{уд. вл}}$ от потоков Φ_n , действующих в двух крайних областях проводящей прямоугольной пластины. Подобные условия по динамике перемещения должны быть созданы и у физической модели.

Описание физической модели

Физическая модель для исследования потерь на вихревые токи $P_{\text{вл}}$ в стыках от потоков Φ_n представляет намагничивающее устройство (НУ) в виде разрезанного на два полукольца ленточного ярма шириной $b = 100$ мм и наружным диаметром $D_n = 165$ мм (рис. 3а) со сменными образцами. Образцы имеют форму прямоугольных пластин шириной – b , такой же, как длина полюсов ярма, и длиной $L = D_n$ в соответствии с продольным размером НУ (рис. 3б). Образцы помещаются в плоскости разреза ярма между полюсами, имеющими ширину $L_{\text{пол}} = 16$ мм. Нижняя часть ярма закреплена, верхняя – подвижная, с зажимом для фиксации испытуемого образца.

НУ питается от регулируемого автотрансформатора (Латр) на частоте $f = 50$ Гц. Намагничивающая обмотка НУ выполнена медным проводом с числом витков $W_n = 660$ с сопротивлением $R_m = 3,96$ Ом (на ток I до 5 А), состоит из четырех секций с согласованным соединением и создает в НУ кольцевой синусоидальный магнитный поток.

Таким образом, на концах образца действуют нормальные к плоскости пластины равные по величине, но разнонаправленные магнитные потоки Φ_n . Величина потоков контролируется с помощью локальной обмотки с числом витков $W_l = 3$ (рис. 3).

Для испытаний подготовлены основные образцы размерами (100x165) мм из двух материалов: с линейными свойствами – электротехническая медь марки М1, $d = 0,5$ мм, $\mu' = 1$, $\gamma \geq 5 \cdot 10^7$ См/м; и нелинейными магнитными свойствами – сталь марки Ст. 3, $d = 1,5$ мм, $\mu' \gg 10$, $\gamma = 1 \cdot 10^7$ См/м. Для обеспечения условия $\zeta \geq 10$ материал пластин выбран с желаемыми свойствами.

тельно большими значениями произведения $(\mu \cdot \gamma)$, а толщина пластин d – для достаточных значений потерь при проведении измерений ваттметровым способом.

На рис. 4 приведена электрическая схема для определения полных потерь P_{Π} состоящая из автотрансформатора, измерительного комплекта К505 (КТ = 0.5) с амперметром, ваттметром и вольтметром, контрольного милливольтметра Ц4311 (КТ = 1,0) и НУ с образцом. Уравнение баланса мощностей при такой схеме намагничивания образца в НУ имеет вид:

$$P_{\Pi} = P_M + P_{ст} + P_{вл} \tag{8}$$

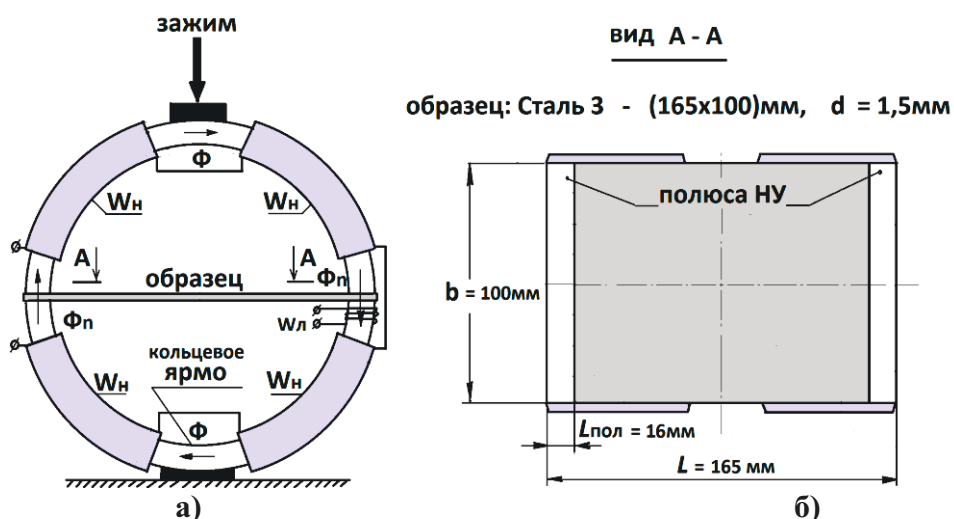


Рис. 3. а – НУ с кольцевым потоком $\Phi_{л}$ – с образцом между полюсами; б – образец из Ст.3 для исследования $P_{вл}$

где $P_M = I^2 (R_M + R_W)$ – потери в меди; I – ток в цепи намагничивания; R_W – сопротивление токовой цепи ваттметра; $P_{ст} = P_{ст} (B_{м.ср})^2$ – потери в стали НУ; $B_{м.ср}$ – средняя по сечению амплитуда магнитной индукции, равная: $B_{м.ср} = E / (4,44 \cdot f \cdot W_{л} \cdot S_{пол})$; E – действующее значение э.д.с. датчика $W_{л}$, $S_{пол}$ – площадь сечения полюса в зоне локальной обмотки $W_{л}$.

Потери $P_{ст}$ для различных $\Phi_{л}$ находятся по формуле (8) из опыта холостого хода НУ (при отсутствии образца) при $P_{вл} = 0$ как разность:

$$P_{ст} = P_{\Pi} - P_M \tag{9}$$

Искомые потери $P_{вл}$ в образце определяются из (3) как:

$$P_{вл} = P_{\Pi} - (P_M + P_{ст}) \tag{10}$$

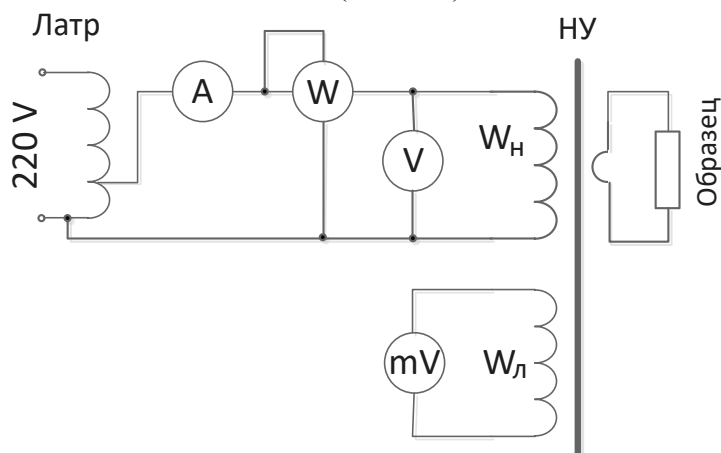


Рис. 4. Электрическая схема измерения потерь в НУ с испытуемым образцом

Величины потерь $P_{ст}$ определены экспериментально с использованием формулы (9) при различных значениях индукции $B_{м.ср}$ (соответствующих значениям $E_{W=3}$) и сведены в табл. 1.

Таблица 1

Зависимость $P_{ст}$ ($B_{м.ср}$) из опыта холостого хода НУ

$E_{W=3}$, мВ	$B_{м.ср}$, Тл	I , А	$P_{п}$, Вт	$P_{м}$, Вт	$P_{ст}$, Вт
300	0,282	0,095	1,34	0,036	1,3
400	0,375	0,19	2,3	0,150	2,15
500	0,469	0,227	3,5	0,208	3,32
600	0,563	0,312	5,3	0,392	4,86
700	0,657	0,436	7,6	0,766	6,84

Последние необходимы для расчета по измеренным значениям $P_{п}$ потерь $P_{вл}$ в испытуемых образцах по формуле (10).

Кроме основных образцов – (100x165) мм, из тех же материалов изготовлены малые образцы с размерами (16x100) мм (рис. 2в), равными размерам полюсов НУ, для обеспечения условия равномерного магнитного потока по всему сечению образцов [13]. Образцы таких размеров предназначены для калибровки модели с уточнением значений γ меди и μ стали. При этом использовались теоретические положения раздела 3. При измерениях два малых образца размещаются в воздушных зазорах НУ строго под полюсами.

Результаты исследования потерь $P_{вл}$ на образцах (16x100) мм

С целью проверки применимости формул (3) – (7) к работе физической модели первоначально проведены измерения на образцах из меди М1. Результаты сведены в табл. 2. Потери $P_{вл}$ при разных значениях индукции $B_{м.ср}$ определены по методике, описанной в разделе 4.

Таблица 2

Потери $P_{вл}$ в образцах из меди М1 (16x100) мм, $d = 0,5$ мм при различных $B_{м.ср}$

$E_{W=3}$, мВ	$B_{м.ср}$, Тл	I , А	$P_{п}$, Вт	$P_{м}$, Вт	$P_{ст}$, Вт	$P_{вл}$, Вт	$P_{вл}$, Вт
							Эксперимент
300	0,282	0,49	8,5	0,98	1,3	6,2	6,19
400	0,375	0,65	15,1	1,69	2,15	11,3	11,0
500	0,469	0,82	23,4	2,69	3,32	17,4	17,1
600	0,563	1,02	33,3	4,16	4,86	24,3	24,6
700	0,657	1,25	46,5	6,25	6,84	33,4	33,6

По результатам измерений и формуле (3) рассчитано фактическое значение удельной электропроводности образцов из меди М1:

$$\gamma = 5,2 \cdot 10^7 \text{ См/м.}$$

Для полученного значения γ коэффициент динамики (2) для малых медных образцов (16x100) мм равен $\zeta = 1,6$. Из равенства (4) находим – $F(\zeta) = 0,99$. Расчетные удельные потери по формуле (3) при $b = 0,016$ м и верхнем значении индукции (табл. 2) $B_{м.ср} = 0,657$ Тл равны:

$$P_{уд.вл} = 3,14^2 / (6 \cdot 8900) \cdot 0,657^2 \cdot 5,2 \cdot 10^7 \cdot 0,016^2 \cdot 50^2 \cdot 0,99 = 2629 \text{ [Вт/кг]}.$$

По имеющейся зависимости $P^*(L/b)$ (рис. 2б) определяется коэффициент снижения удельных потерь P^* из-за влияния соотношения линейных размеров образца. При $L/b = 100/16 = 6,25$ он имеет значение: $P^* = 0,92$. Расчетные потери $P_{вл}$ определяются как:

$$P_{вл} = P_{уд.вл} \cdot P^* \cdot M, \quad (11)$$

и при массе двух медных образцов $M = 0,0139$ кг равны:

$$P_{вн} = 2629 \cdot 0,92 \cdot 0,0139 = 33,6 \text{ [Вт]}.$$

Потери $P_{вн}$, рассчитанные при различных $B_{м.ср}$, соответствуют экспериментальным во всем диапазоне индукций (табл. 2).

После экспериментального подтверждения справедливости формул при исследовании в НУ потерь медных образцов с линейными свойствами проведены измерения потерь на образцах (16x100) мм из стали Ст. 3 ($M=0,0397$ кг). Результаты сведены в табл. 3.

Формулы (3) – (7), полученные при условии $\mu = \text{const}$, применимы и для исследования процессов в стальных пластинах при малых насыщениях от потока Φ_n , характерных для режимов силовых трансформаторов [6]. Это дает возможность расчетным путем определить значения μ' стали в направлении, перпендикулярном плоскости прокатки пластины.

Используя формулы (3) для расчета $P_{уд. вн}$ и (11) – для $P_{вн}$, находим соотношение для определения $F(\xi)$ при $B_{м.ср} = 0,657$ Тл:

$$P_{вн} = 3,14^2 / (6 \cdot 7800) \cdot 0,657^2 \cdot 1 \cdot 10^7 \cdot 0,016^2 \cdot 50^2 \cdot 0,92 \cdot 0,0397 \cdot F(\xi) = 21,3 \cdot F(\xi).$$

В соответствии с экспериментальным значением $P_{вн} = 15,3$ Вт в табл. 3 имеем:

$$F(\xi) = 15,3 / 21,3 = 0,718.$$

Из условия (6) вычисляем величину коэффициента динамики ξ :

$$\xi = 3 / F(\xi) = 3 / 0,718 = 4,18.$$

Из формулы (2) устанавливаем значение относительной магнитной проницаемости μ' стали Ст. 3 в перпендикулярном направлении к плоскости прокатки:

$$\mu' = (\xi / b)^2 / (\pi \cdot f \cdot \mu^0 \cdot \gamma);$$

$$\mu' = 34,6.$$

Рассчитанные значения μ' для различных $B_{м.ср}$ представлены в табл. 3.

Таблица 3

Потери $P_{вн}$ в образцах из стали Ст. 3 (16x100) мм, $d = 1,5$ мм при различных $B_{м.ср}$

$E_{W=3}$, мВ	$B_{м.ср}$, Тл	I , А	$P_{п}$, Вт	$P_{м}$, Вт	$P_{ст}$, Вт	$P_{вн}$, Вт	μ'
300	0,282	0,21	3,6	0,18	1,3	2,15	59,2
400	0,375	0,28	7,0	0,31	2,15	4,50	42,4
500	0,469	0,38	11,3	0,52	3,32	7,43	38,3
600	0,563	0,45	16,7	0,81	4,86	11,0	36,8
700	0,657	0,59	23,5	1,39	6,84	15,3	34,6

Использование результатов измерения потерь намагничивающего устройства с малыми образцами (16x100) мм позволило рассчитать реальные значения удельной электропроводности меди $M1$ γ и относительной магнитной проницаемости μ' стали Ст. 3. При этом проницаемость μ' в направлении, перпендикулярном плоскости прокатки, вообще является слабо изученной величиной [17], и её уровень оказался на порядок ниже, чем ожидалось.

Таким образом, формулы (3), (4), (6) не только дают возможность оценивать достоверность результатов экспериментов, но и рассчитывать неизвестные параметры испытуемых материалов γ и μ' через энергетический отклик образцов при воздействии на них переменного электромагнитного поля. При определении μ' обязательным условием является наличие резкого поверхностного эффекта.

Исследования потерь $P_{вн}$ на образцах размером (100x165) мм

По результатам исследований раздела 5 рассчитаны реальные значения коэффициентов динамики ξ образцов (100x165) мм.

Определение потерь $P_{ен}$ в основных образцах размерами (100x165) мм с потоками Φ_n по крайним областям проведено также по результатам измерений с использованием формулы (10). Расположение испытуемого образца при измерениях в НУ показано на рис. 3б.

Полученные экспериментальные значения потерь $P_{вл}$ для образца из стали Ст.3 ($\xi \approx 28$) представлены в табл. 4 (графа 2); для образца из меди М1 ($\xi = 10$) – в табл. 5 (графа 2).

Отличительной особенностью действия РПЭ в стыках – внахлест типа «butt-lap» является наличие встречных потоков Φ_n (рис. 1). С целью экспериментальной проверки на физической модели возможности компенсации вихревых токов образцы (100x165) мм разрезали поперек на две равные части. При этом исключается возможность протекания вихревых токов с контурами, замыкающимися по всему периметру пластин.

Таблица 4

Потери $P_{вл}$ в образце из стали Ст. 3 (100x165) мм, $d = 1,5$ мм при различных $V_{м.ср}$

$V_{м.ср}$, ТЛ	$P_{вл}$, Вт	$P_{вл}$, Вт	Процент компенсации	$P_{вл}$, Вт (16x100)	Кратность
	Сплошной	Разрез поперек			
1	2	3	4	5	6
0,282	6,38	7,58	18,8%	2,15	3,53
0,375	12,5	14,9	19,2%	4,50	3,31
0,469	20,3	24,1	18,7%	7,43	3,24
0,563	30,1	35,6	18,3%	11,0	3,24
0,657	41,5	49,4	19,0%	15,3	3,23

Проведенные измерения потерь $P_{ен}$ разрезанных поперек образцов (табл. 4; 5, графа 3) показывают значения потерь больше, чем на неразрезанных. Тем самым обнаруживается эффект снижения (компенсации) потерь, который вызван взаимным вычитанием части вихревых токов от смежных потоков, контуры которых замыкаются по всему периметру пластин. Снижение потерь существенно зависит от коэффициента динамики ξ .

Наибольшее снижение потерь на уровне $\delta P_{ен} = (18-19)\%$ (табл. 4, графа 4) имеет место в стальной пластине при $\xi = 28$. В пластине из меди М1 ($\xi = 10$) снижение потерь равно $-\delta P_{ен} \approx 7\%$ (табл. 5, графа 4).

Таким образом, установлен эффект частичной компенсации прироста потерь $P_{ен}$ в стыках от встречных потоков Φ_n , присущий стыкам внахлест типа «butt-lap». Эффект возрастает с ростом значений коэффициента динамики ξ .

Таблица 5

Потери $P_{вл}$ в образце из меди М1 (100x165) мм, $d = 0,5$ мм при различных $V_{м.ср}$

$V_{м.ср}$, ТЛ	$P_{вл}$, Вт	$P_{вл}$, Вт	Процент компенсации	$P_{вл}$, Вт (16x100)	Кратность
	Сплошной	Разрез поперек			
1	2	3	4	5	6
0,282	20,5	22,0	7,3%	6,2	3,55
0,375	36,8	39,4	7,1%	11,3	3,49
0,469	56,5	60,5	7,1%	17,4	3,48

Из эффекта компенсации вихревых токов следуют важные выводы.

В стыках внахлест типа «butt-lap» подтверждается наличие вихревых токов, замыкающихся по всему периметру пластин трансформатора, зависящих от коэффициента динамики ξ и отношения L/b пластин. Хотя соотношение линейных размеров L/b пластин из текстурованных электротехнических сталей в реальных трансформаторах может быть больше $L/b = 1,65$ испытуемых образцов, но и значения ξ при значительно бóльших ширине пластин b и проницаемости μ' могут оказаться существенно выше, чем у испытуемого образца (100x165) мм из Ст. 3.

При ступенчатой форме стыков (типа «step-lap») магнитные потоки Φ_n на концах пластин в зонах стыков трансформатора будут иметь одинаковое (согласованное) направление [10, 11]. При этом эффекта компенсации вихревых токов и потерь P_{en} не будет. Составляющая прироста потерь P_{en} в стыках «step-lap» по отношению к стыкам типа «butt-lap» возрастает, что и отмечено в [10]. С ростом мощности трансформаторов преимущества ступенчатых стыков теряются.

Для сопоставления электромагнитных процессов в образцах из стали и меди на основе результатов измерения потерь в табл. 4 и табл. 5 рассчитаны отношения потерь P_{en} образцов размером (100x165) мм, разрезанных поперек (графа 3) и образцов – (16x100) мм (графа 5) при различных $B_{m,cr}$, которые оказались очень близкими. Это свидетельствует о том, что потери P_{en} в стальных образцах (100x165) мм также пропорциональны: $P_{en} \equiv \sqrt{\gamma/\mu}$, как и в формуле (7) при равномерном потоке для материалов с линейными свойствами. Результаты сведены в графе 6 табл. 4 и 5.

Заключение

На физической модели показано, что на потери в стыках влияет не величина перекрытия стыка t [2, 3, 10], а ширина пластин b . Формирование потерь P_{en} происходит не в обычных для электротехнических сталей режимах по динамике перемагничивания, а в условиях резкого поверхностного эффекта. Физическая модель позволяет определять значения относительной магнитной проницаемости μ' образца из листовой стали для расчета коэффициента динамики ξ , отвечающего за развитие резкого поверхностного эффекта в стыках и уровень потерь P_{en} . При резком поверхностном эффекте и невысоких значениях магнитной индукции условия формирования потерь в стыках для образца из стали с нелинейными магнитными свойствами ($\mu = \text{var}$) близки к происходящим в линейной среде на примере образца из меди ($\mu = \text{const}$). При этом потери $P_{en} \equiv \sqrt{\gamma/\mu}$.

Установлен эффект частичного вычитания (компенсации) потерь P_{en} в стыках внахлест от протекания встречных магнитных потоков по краям пластин, относительная величина которого практически не зависит от величины индукции, но возрастает с ростом динамики. Проведенные исследования потерь на разрезанных образцах, то есть без проявления эффекта частичного вычитания встречных потоков в пластинах, дают возможность распространить основные результаты физического моделирования и на ступенчатые стыки типа «step-lap», где магнитные потоки на концах пластин действуют согласованно [11].

С помощью представленной физической модели оказывается возможным изучение сложных физических процессов, протекающих в стыках трансформаторов, и выявление параметров, от которых наиболее существенно зависит величина потерь P_{en} . Этим вопросам будет посвящена следующая часть работы.

Библиографический список

1. Дружинин, В.В. Магнитные свойства электротехнических сталей / В.В. Дружинин. – М.: Энергия, 1974. – 240 с.
2. Černý, V. Příspěvek k problematice vířivých proudů ve spojích transformátorových plechů // Elektrotechnický obzor, SV72. – 1983. – № 11. – S. 651-652.
3. Nakata, T. Магнитные характеристики стыков сегментов сердечника статора / Y. Kawase, S. Moriyasa // Дэнки гаккай ромбунси, Trans. Inst. Elec. Eng. Jap. – 1987. – D. 107, № 1. – P. 109-114.
4. Калинин, Е.В. Исследование влияния стыков на потери в шихтованных сердечниках / Е.В. Калинин, О.А. Любарский // Электропривод и автоматизация промышленных установок. Межвуз. сборн. научн. трудов. – Н. Новгород, 1987. – С. 51-55.
5. Калинин, Е.В. Потери в стыках шихтованных сердечников. Часть 1. Экспериментальное исследование основных влияющих факторов прироста электромагнитных потерь // Актуальные проблемы электроэнергетики. Сборник научно-технических статей. – Н. Новгород, 2018. – С.53-61.

6. **Калинин, Е.В.** Потери в стыках шихтованных сердечников. Исследование возможностей снижения прироста потерь / Е.В. Калинин, Е.А. Чернов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2018. – № 4 (123). – С. 124-134.
7. **Калинин, Е.В.** Прогнозирование прироста потерь в стыках сердечников силовых трансформаторов / Е.В. Калинин, А.И. Чивенков // Интеллектуальная электротехника. – 2018. – № 3. – С. 87-101.
8. **Bavay, J.C.** Les tôles magnétiques á orientés. L'amélioration des performances // Rev. Gen. Elec. – 1989. – № 11. – P. 32-36, VII.
9. **Nosawa, T.** Magnetic properties and domain structures in domain refined grain-oriented silicon steel / T. Nosawa, Y. Matsuo [et al.] // J. Appl. Phys. – 1988. – Vol. 63, № 8, pt. 2A. – P. 2966-2970.
10. **Левин, М.И.** Анализ конструкций шихтованных магнитопроводов силовых трехфазных трансформаторов / М.И. Левин, И.В. Пентегов, С.В. Рымар, А.В. Лавренюк // Электротехника и электромеханика. – 2014. – № 1. – С. 40-43.
11. **Nakata, T.** Свойства стыков магнитопроводов со ступенчатой укладкой пластин / N. Takahashi, Y. Kawase // IEEE Trans. Magn. – 1982. – Vol. 18, № 6. – P. 1055-1057.
12. **Калинин, Е.В.** Расчет потерь на вихревые токи в массивных и шихтованных ферромагнитных сердечниках / Е.В. Калинин, В.И. Любимый // Электропривод и автоматизация в машиностроении. Межвуз. сборн. научн. трудов. – М., 1980. – С. 138-143.
13. **Ламмеранер, Й.** Вихревые токи / Й. Ламмеранер, М. Штафль. – М.: Энергия, 1967. – 208 с.
14. **Лейтес, Л.В.** Электромагнитные расчеты трансформаторов и реакторов / Л.В. Лейтес. – М.: Энергия, 1981. – 392 с.
15. **Калинин, Е.В.** Нормализованный подход к моделированию потерь на перемагничивание в листовой электротехнической стали / Е.В. Калинин // Электрооборудование промышленных установок. Межвуз. сборн. научн. трудов. – Горький, 1986. – С. 159-164.
16. **Герасимович, А.Н.** Расчет кривых намагничивания ферромагнитных материалов на переменном токе / А.Н. Герасимович, Н.Н. Бобко // Электричество. – 1976. – № 10. – С. 13-18.
17. **Yagisawa, T.** Magnetic properties of laminated steel sheets for normal fluxes / Y. Takekoshi, S. Wada // Magnetism and Magnetic Materials. – 1982. – Vol. 26, № 1. – P. 1-3.

Дата поступления
в редакцию 21.01.2019 г.

E.V. Kalinin, A.I. Chivenkov

PHYSICAL MODEL OF LOSSES AT JOINTS OF LAMINATED CORES

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

Purpose: The article studies feature of the formation of eddy current losses $P_{вн}$ from normal component of magnetic flux of in area of joints of laminated cores of power transformers. The need for research is associated with domination of losses $P_{вн}$ in overall growth of losses in joints. The purpose of research is to determine nature of dependence of losses $P_{вн}$ on various parameters under conditions of a sharp surface effect in core plates for overlapping joints of «butt-lap» type.

Methodology: The problem is solved by method of physical modeling in a special magnetizing of electromagnetic processes in joints under the influence of equal counter-variable magnetic fluxes perpendicular to the plane of rectangular conductive plate in two narrow extreme zones. Using analytical expressions for $\mu = \text{const}$, the results obtained on physical model for steel plates with nonlinear magnetic permeability and copper plates with linear properties are compared.

Results: The real values of relative magnetic permeability of steel in perpendicular direction to plane of plate rolling are determined. The values of dynamics coefficient at which surface occurs in joints are calculated. The effect of partial compensation of losses on eddy current in joints $P_{вн}$ of «butt-lap» type is experimentally revealed.

Key words: laminated core, losses at joints, physical model, sharp surface effect, coefficient of dynamic, non-linear magnetic permeability.

УДК 621.311

О.В. Маслеева, Т.А. Агальцова, Н.И. Эрдили

**ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА
ТРАДИЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ И БИОЭНЕРГЕТИКИ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Приводятся результаты экономического и экологического исследования жизненного цикла традиционных источников энергии мини-ТЭЦ с газопоршневыми и дизельными двигателями и возобновляемыми источниками в виде мини-ТЭЦ, использующих в виде топлива биогаз. Получены данные по валовым выбросам вредных веществ в атмосферу и объем сокращения отходов. Выполнен экономический анализ оценки жизненного цикла, рассчитана себестоимость электрической энергии, вырабатываемой источниками мини ТЭЦ. Рассчитанные затраты жизненного цикла можно использовать для технико-экономического обоснования проекта с целью рационального использования затрат при выборе источника электроэнергии.

Ключевые слова: традиционные источники энергии, биогаз, жизненный цикл, экономическая эффективность, экологическая эффективность.

Согласно энергетической стратегии России на период до 2030 года, необходимо максимально эффективно использовать природные энергетические ресурсы и потенциал энергетического сектора для устойчивого роста экономики, повышения качества жизни населения страны и содействия укреплению ее внешнеэкономических позиций. Одним из главных стратегических ориентиров долгосрочной государственной энергетической политики является экологическая безопасность энергетики. Основной целью государственной энергетической политики в сфере обеспечения экологической безопасности энергетики является последовательное ограничение нагрузки топливно-энергетического комплекса на окружающую среду и климат путем снижения выбросов (сбросов) загрязняющих веществ в окружающую среду, а также эмиссии парниковых газов, сокращения образования отходов производства и потребления [1].

Для реализации экологической безопасности функционирования энергетического сектора будут применяться следующие меры государственной энергетической политики: стимулирование внедрения экологически чистых энергоэффективных и ресурсосберегающих технологий; формирование стандартов, предусматривающих ужесточение контроля за соблюдением экологических требований и развитие системы экологического аудита. Также для реализации экологической политики предлагается расширение использования мини-ТЭЦ и возобновляемых источников энергии [2]. Мини-ТЭЦ представляют собой теплосиловые установки, служащие для совместного производства электрической и тепловой энергии в агрегатах единичной мощностью до 25 МВт, независимо от вида оборудования.

В настоящее время широкое применение в зарубежной и отечественной теплоэнергетике нашли следующие установки: газотурбинные установки, газопоршневые и дизельные агрегаты, с утилизацией тепловой энергии. Модуль мини-ТЭЦ включает двигатель, генератор электроэнергии, теплообменник для утилизации тепла от воды при охлаждении двигателя, масла и выхлопных газов [3].

Основными достоинствами мини-ТЭЦ являются:

- малые потери при транспортировке тепловой и электрической энергии;
- автономность функционирования;
- повышение надежности теплоснабжения;
- более низкая себестоимость тепловой и электрической энергии;
- экологическая безопасность.



Рис. 1. Мини-ТЭЦ с газопоршневыми двигателями

Целесообразность выбора двигателя для привода электрогенератора мини-ТЭЦ определяется целым рядом факторов, основными из которых являются технические, экономические и экологические. При этом при решении вопроса строительства мини-ТЭЦ в жилых районах экологический критерий может оказаться решающим. Для негазифицированных районов в качестве источника электроэнергии возможно применение мини-ТЭЦ с дизельными двигателями (при использовании дизельного топлива).

Альтернативой традиционной энергетике служат возобновляемые источники энергии, в частности биоэнергетика. Согласно статистическим данным, поголовье скота составляет 20 млн голов крупного рогатого скота, 20 млн голов свиней и 25 млн голов овец и коз, которые производят порядка 770 млн т отходов, которые могли бы послужить сырьем для получения биогаза в электроэнергетике. В настоящее время отходы приносят огромный ущерб из-за загрязнения почвы и водоемов.

Биотопливо может производиться из различных органических материалов [4]: навоз сельскохозяйственных животных, птичий помет, отходы пищевой промышленности, бытовые отходы, а также из специально выращенных культур (кукуруза). Биогазовая мини-ТЭЦ состоит из [5] установки для получения биогаза из навоза и непосредственно энергоустановки, где производится сжигание биогаза и получение тепло-электроэнергии (рис. 2).



Рис. 2. Биогазовая мини-ТЭЦ

Достоинствами производства биотоплива являются:

- биотопливо относится к возобновляемым природным ресурсам;
- при сжигании 1 м³ биогаза можно получить 2,4 кВт·ч электроэнергии;

- при производстве биотоплива получают также биоудобрения (в России большая часть почв относится к низкоурожайным, и необходимо постоянное внесение удобрений);
- экономия затрат на очистных сооружениях;
- снижение уровня вредных выбросов и парниковых газов в атмосферу.

Целью исследования является экологическая и экономическая оценка жизненного цикла мини-ТЭЦ с газопоршневыми двигателями, работающими на природном газе и биогазе, и дизельными двигателями. Метод ОЖЦ помогает выявить возможности улучшения экологических показателей продукции на различных этапах жизненного цикла. Полный жизненный цикл включает в себя все последовательные этапы, начиная от добычи природных ресурсов, производства продукции, ее эксплуатация и утилизация после окончания срока службы [6].

В работе рассмотрены следующие этапы: проектные работы, доставка оборудования, установка и монтаж, эксплуатация и утилизация.

Экологическая оценка

Пути вредного воздействия мини-ТЭЦ на окружающую природную среду следующие: продукты сгорания топлива и масла, шум и вибрация, тепловое загрязнение, отходы, отчуждение территории [7]. Для этапа эксплуатации всех мини-ТЭЦ после экологического анализа возможных видов воздействия на окружающую природную среду были выбраны для анализа следующие составляющие: выброс вредных веществ в атмосферный воздух и отчуждение территории для строительства станции.

В качестве источника энергии, использующего в виде топлива биогаз, рассматривались газопоршневые установки компании *Caterpillar*, специально предназначенные для сжигания биогаза [8, 9]. Технические характеристики газопоршневых установок *Caterpillar* приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики мини-ТЭЦ с газопоршневыми двигателями

Параметр	Вид ЭУ	
	БЭУ	ГПУ
Марка двигателя	Caterpillar G3406 (DM8660)	Caterpillar G3406 (DM5447)
Установка для получения биогаза	БИОЭН-1	-
Топливо	биогаз	природный газ
Электрическая мощность установки, кВт	103	125
Температура выхлопных газов, °С	578	593
Расход топлива: биогаза, нм ³ /ч	52,5	39
Температура выхлопных газов	578	593
Объем выхлопных газов, нм ³ /мин	7,1	7
Уровни токсичности выхлопных газов		
NOx при содержании O ₂ 5%, мг/нм ³	7613	3700
CO при содержании O ₂ 5%, мг/нм ³	1788	2000
HC (всего) при содержании O ₂ 5%, мг/нм ³	1022	722

На мини-ТЭЦ применяются газопоршневые установки фирмы *Caterpillar*, использующие в качестве топлива природный газ. Технические характеристики газопоршневых установок *Caterpillar* приведены в табл. 1. В паспортных данных [10] завод изготовитель указывает уровни токсичности выхлопных газов (оксидов азота, оксида углерода и углеводороды) при работе на номинальном режиме. В соответствии с техническими характеристиками газопоршневых установок *Caterpillar* были рассчитаны валовые выбросы вредных веществ (т/год). Результаты расчета валовых выбросов приведены в табл. 4.

В работе проведены исследования мини-ТЭЦ с дизельными двигателями Д266.4 Минского моторного завода, паспортные данные которых указаны в табл. 2. Согласно «Методике расчета выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от стационарных дизельных установок», был выполнен расчет валовых выбросов (т/год) для следующих вредных веществ, поступающих в атмосферу с отработавшими газами стационарных дизельных установок: оксида углерода (CO), оксидов азота (NO_2 и NO), углеводородов (CH), сажи (C), диоксида серы (SO_2). Выбросы загрязняющего вещества за год стационарных дизельных установок определялся исходя из нормативных величин удельных выбросов и расхода топлива. Результаты расчета приведены в табл. 3.

Таблица 2

Паспортные данные дизельных двигателей

Модель установки – Минский моторный завод	Д266.4
Электрическая мощность установки, кВт	115
Расход топлива, кг/ч	27,3

Таблица 3

Результаты расчета валовых выбросов загрязняющих веществ энергоустановок

мини-ТЭЦ	Валовые выбросы загрязняющих веществ, т/год					
	CO	NO_2	NO	CH	C	SO_2
Биотопливо	2,956	10,069	1,636	1,690	—	—
Газ	3,260	4,825	0,784	1,177	—	—
Дизель	6,220	9,570	2,870	0,480	1,200	0,120

Исходя из валовых выбросов вредных веществ на мини-ТЭЦ и тарифов платы за загрязнение атмосферного воздуха, были рассчитаны экологические платежи за год (табл. 4).

Таблица 4

Тарифы и плата за выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух для предприятий

№ п.п.	Виды загрязняющих веществ	Ставки платы, руб./т в 2018 г.	Плата, руб./год		
			биотопливо	газ	дизель
1.	Азота диоксид	138,8	1398	670	1328
2.	Азота оксид	93,5	153	73	268
3.	CH углеводороды	10,8	18,3	12,7	5,2
4.	CO	1,6	4,7	5,2	10,0
5.	Сажа	93,5	—	—	112
6.	SO_2	45,4	—	—	5,4
Всего		—	1574	761	1729

Мини-ТЭЦ, использующие биогаз в виде топлива, позволяют сократить количество образующихся органических отходов. Исходными данными для расчета образования отходов (табл. 5) являются поголовье животных и суточное выделение экскрементов от крупного рогатого скота. При получении биогаза из отходов животноводства сократится плата за размещение отходов (табл. 6).

Таблица 5

Образование отходов на животноводческой ферме

Параметр	Величина
Поголовье животных, голов	700
Суточное выделение экскрементов от одного животного, кг/сутки	35
Выделение экскрементов от всех животных, т/год	8520

Таблица 6

Тарифы и плата за размещение отходов

Выделение экскрементов от всех животных, т/год	Нормативы платы за размещение отходов V класса опасности, руб./т	Плата, руб./год
8520	17,3	147396

Экономический анализ

Целью экономического анализа является оценка жизненного цикла мини-ТЭЦ с газопоршневыми двигателями, работающими на природном газе и биогазе, и дизельными двигателями, включающая следующие этапы: проектные работы, доставка оборудования, установка и монтаж, эксплуатация и утилизация.

Газопоршневая мини-ТЭЦ получает природный газ от центральной сети по соответствующим тарифам. Мини-ТЭЦ с биогазом включает биогазовая установка БИОЭН-1 ООО «ГРИНТЕК», Москва, Нижний Новгород, емкостью 400 м³ [4]. Стоимость ГПУ (газопоршневая установка) принята на основании [2]. Биоэнергетическая установка (БЭУ) предназначена для переработки навоза крупного рогатого скота и производства высокоэффективного органического удобрения, а также получения биогаза для производства тепловой и электрической энергии.

Суммарные капитальные вложения в биогазовую мини-ТЭЦ:

$$K = K_{\text{ОБ}} + K_{\text{ПР}} + K_{\text{СМ}} + K_{\text{ПН}} + K_{\text{ВН}}, \quad (1)$$

где $K_{\text{ОБ}}$ – затраты на оборудование мини-ТЭЦ, руб.;

$K_{\text{ПР}}$ – стоимость проектных работ, которые составляют 5% от стоимости строительно-монтажных работ, руб.;

$K_{\text{СМ}}$ – стоимость строительно-монтажных работ, равны 15% от стоимости оборудования, руб.;

$K_{\text{ПН}}$ – стоимость пуско-наладочных работ, равны 3% от стоимости оборудования, руб.;

$K_{\text{ВН}}$ – стоимость присоединения к электрической сети и определяется по формуле:

$$K_{\text{ВН}} = k_{\text{ПРИС}} N_{\text{Э}}, \quad (2)$$

где $N_{\text{Э}}$ – электрическая мощность мини-ТЭЦ, кВт;

$k_{\text{ПРИС}}$ – удельная плата за присоединение, руб./кВт.

Затраты по доставки включены в стоимость оборудования.

Стоимость строительно-монтажных работ составят 2 178 000 руб., следовательно, стоимость проектных работ будут 108 900 руб.

Стоимость пуско-наладочных работ – 435 600 руб.

Стоимость присоединения к электрической сети:

$$K_{\text{ВН}} = 550 \cdot 103 = 56 650 \text{ руб.}$$

Капитальные вложения:

$$K = 14 520 000 + 2 178 000 + 108 900 + 435 600 + 56 650 = 17 299 150 \text{ руб.}$$

Ежегодные затраты на эксплуатацию биогазовой установки:

- амортизация установки;
- заработная плата работника, обслуживающего установку;
- отчисления на социальные нужды.

Амортизационные отчисления учитывают возмещение основных фондов в процессе износа оборудования и определяются по формуле [17]

$$A_{\Gamma} = \frac{K \times H_{\text{а}}}{100 \%}, \quad (3)$$

где $H_{\text{а}}$ – норма амортизации, %.

Норма амортизации может быть выражена формулой [17]:

$$N_a = \frac{1}{T} \times 100\%, \quad (4)$$

где T – срок службы установки, лет.

Нормативный срок службы установки составляет 12 лет, тогда норма амортизации:

$$N_a = (1 / 12) \times 100\% = 8,3\%.$$

Амортизационные отчисления:

$$A_{\Gamma} = \frac{17299150 \times 8,3\%}{100\%} = 1\,435\,830 \text{ руб.}$$

Заработная плата за месяц обслуживающего персонала составляет 25 000 руб., страховые взносы, которые составляют 30% от заработной платы будут 7 500 руб.

Ежегодные затраты на эксплуатацию биогазовой установки будут равны:

$$Z_{\text{Э}} = 1\,435\,830 + 12 \times 25\,000 + 12 \times 7\,500 = 1\,825\,830 \text{ руб.}$$

Годовые затраты, относимые на производство электроэнергии:

$$I_{\text{Э}} = \gamma_{\text{Э}} Z_{\text{Э}}, \text{ руб./год}, \quad (5)$$

где $\gamma_{\text{Э}}$ – удельные затраты на топливо, руб./кВт·ч.

$$I_{\text{Э}} = 0,69 \times 1\,825\,830 = 1\,259\,823 \text{ руб.}$$

Себестоимость электрической энергии, вырабатываемой на биогазовой мини-ТЭЦ:

$$S_{\text{Э}} = \frac{I_{\text{Э}}}{W_{\text{год}}} \text{ руб./кВт·ч}, \quad (6)$$

где $W_{\text{год}}$ – годовая выработка электроэнергии, кВт·ч.

$$S_{\text{Э}} = \frac{1\,259\,823}{902\,280} = 1,39 \text{ руб./кВт·ч.}$$

Для определения себестоимости электроэнергии от дизельной мини-ТЭЦ необходимо определить капитальные вложения по формуле:

$$K = K_{\text{ДУ}} + K_{\text{Д}} + K_{\text{М}} + K_{\text{ПН}} + K_{\text{З}} + K_{\text{ПР}}, \quad (7)$$

где $K_{\text{ДУ}}$ – цена дизельной установки, руб.;

$K_{\text{Д}}$ – стоимость доставки, руб.;

$K_{\text{М}}$ – затраты на монтаж, руб.;

$K_{\text{ПН}}$ – затраты на пусконаладочные работы, руб.;

$K_{\text{З}}$ – стоимость заземления, руб.;

$K_{\text{ПР}}$ – прочие единовременные затраты, руб. [11].

Цена дизельной электростанции составляет 2 000 000 руб.

Выполнение проектных работ составляет 3% от цены установки, или 60 000 руб.

Стоимость доставки включены в цену дизельной установки.

Стоимость монтажных работ составляет 55 000 руб.

Пуско-наладочные работы. На этом этапе вся система проверяется на надежность и работоспособность, имитируются условия аварийного отключения от основной сети, производится окончательная наладка всех систем и составляет 81 000 руб.

Стоимость заземления – 16 000 руб.

Капитальные вложения составят:

$$K = 2\,000\,000 + 60\,000 + 55\,000 + 81\,000 + 16\,000 = 2\,212\,000 \text{ руб.}$$

Себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии от ДЭС определяем по формуле:

$$S_{1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}} = \frac{A_{\Gamma} + TP + Z_{\text{обсл}} + Z_{\text{ГСМ}}}{W_{\text{год}}}, \quad (8)$$

где A_{Γ} – амортизационные отчисления, руб./год;

TP – расходы на текущий ремонт, руб./год;

$Z_{\text{обсл}}$ – расходы на обслуживание ДЭС, руб./год;

$Z_{\text{ГСМ}}$ – расходы на горюче-смазочные материалы, руб./год;

$W_{\text{год}}$ – годовая выработка электроэнергии, кВт·ч [11].

Нормативный срок службы установки составляет 12 лет, тогда норма амортизации по формуле (4):

$$N_a = (1 / 12) \times 100\% = 8,3\%.$$

Амортизационные отчисления определим, используя формулу (3)

$$A_{\Gamma} = \frac{2\,212\,000 \times 8,3\%}{100\%} = 183\,596 \text{ руб.}$$

Расходы на текущий ремонт определяются по формуле [11]

$$TR = K \times n_{\text{ТР}}, \quad (9)$$

где $n_{\text{ТР}}$ – норма отчислений на текущий ремонт, которую принимаем в размере 30% от нормы амортизации и составит 2,5%.

$$TR = 2\,212\,000 \times 2,5\% = 55\,300 \text{ руб.}$$

Расходы на обслуживание ДЭС включают в себя заработную плату обслуживающему персоналу и стоимость обслуживающих работ, и определяются по формуле [11]:

$$Z_{\text{обсл}} = Z_{\text{П}} + K \times K_{\text{обсл}}, \quad (10)$$

где $Z_{\text{П}}$ – затраты на оплату труда, руб.;

$K_{\text{обсл}}$ – коэффициент, учитывающий отчисления на обслуживание дизельной установки, который равен 0,012.

Затраты на оплату труда определяются по формуле [12]:

$$Z_{\text{П}} = TC \times F \times k_{\text{д}} \times CB, \quad (11)$$

где TC – тарифная ставка электромонтера обслуживающего дизельную установку, примем 350 руб./ч;

F – фонд рабочего времени необходимого на обслуживание дизельной установки, примем 245 ч/год;

$k_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий дополнительную оплату труда, равен 7,76%;

CB – коэффициент, учитывающий отчисления на социальные нужды, равный 30%.

$$Z_{\text{П}} = 350 \times 245 \times 1,0776 \times 1,3 = 111\,475 \text{ руб.}$$

Следовательно, расходы на обслуживание дизельной установки составят:

$$Z_{\text{обсл}} = 111\,475 + 2\,212\,000 \times 0,012 = 138\,019 \text{ руб.}$$

Расходы на горюче-смазочные материалы определяются по формуле [11]:

$$Z_{\text{ГСМ}} = W_{\text{ГОД}} \times q_{\text{ГСМ}} \times C_{\text{ГСМ}}, \quad (12)$$

где $q_{\text{ГСМ}}$ – удельный расход топлива на 1кВт·ч выработанной электроэнергии, равен 237 г;

$C_{\text{ГСМ}}$ – стоимость одного литра топлива, равен 45 руб.

$$Z_{\text{ГСМ}} = 500 \times 237 \times 45 = 5\,332\,530 \text{ руб.}$$

Таким образом, себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии от ДЭС составит:

$$S_{1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}} = \frac{183\,596 + 55\,300 + 138\,019 + 5\,332\,530}{1007400} = 5,67 \text{ руб.}$$

Газопоршневая мини-ТЭЦ с газопоршневым двигателем работающим на газу. Для определения итоговой себестоимости вырабатываемой электроэнергии используется методика с включением основных групп затрат.

Цена установки составляет 5 000 000 руб. Выполнение проектных работ составляет 3% от цены установки, которые в сумме 150 000 руб. Стоимость доставки включены в цену установки. Стоимость монтажных и пуско-наладочных работ составляет 20% от цены – 1 000 000 руб.

Капитальные вложения составят:

$$K = 5\,000\,000 + 150\,000 + 1\,000\,000 = 6\,150\,000 \text{ руб.}$$

Расход газа для рассматриваемой электростанции *Caterpillar G3406* мощностью 125 кВт составляет 278,01 м³/час. Таким образом, затраты определяются по формуле:

Расход топлива заданной калорийности \times стоимость газа за $1000 \text{ нм}^3 / 1000 \text{ нм}^3 /$
 мощность = $278,01 \times 3800 / 1000 / 125 = 8,45$ руб. на 1 кВт·ч.

В газопоршневой электростанции мощностью 125 кВт замену масла нужно проводить каждые 1250 моточасов. Объем масла на замену составляет 232 литра. Затраты на замену масла определяются по формуле:

$$\text{Объем меняемого масла} \times \text{стоимость одного литра} / \text{регулярность замены} / \text{мощность} = \\ = 232 \times 230 / 1250 / 125 = 0,34 \text{ руб. на 1 кВт}\cdot\text{ч.}$$

На газопоршневой электростанции существует необходимость пополнения масла, потраченного на угар в камере сгорания. Расчетное количество масла на угар составляет 0,2 грамма на каждый выработанный кВт·ч. Затраты на угар масла рассчитывается по формуле:

$$\text{Объем масла на угар} \times \text{стоимость одного литра} / 1000 \text{ грамм в одном литре} = \\ = 0,2 \times 230 / 1000 = 0,046 \text{ руб. на 1 кВт}\cdot\text{ч.}$$

Для электростанции мощностью 125 кВт стоимость всех запасных частей, необходимых на весь жизненный цикл, включая капитальный ремонт, составляет 1 410 000 руб. Стоимость запасных частей, относимая на себестоимость кВт·ч определяется по формуле:

$$\text{Стоимость запасных частей} / \text{ресурс до капитального ремонта, часов} / \text{мощность} = \\ = 1\,410\,000 / 64000 / 125 = 0,17 \text{ руб. на 1 кВт}\cdot\text{ч.}$$

Суммарные затраты на сервисное обслуживание, включая капитальный ремонт, составляют сумму в размере 980 000 руб. Сервисная составляющая в себестоимости электроэнергии будет определяться по формуле:

$$\text{Сумма затрат включая капитальный ремонт} / \text{срок до капитального ремонта} / \text{мощность} = \\ = 980\,000 / 64000 / 125 = 0,12 \text{ руб. на 1 кВт}\cdot\text{ч.}$$

Включение затрат на амортизационные отчисления подразумевает, что в процессе эксплуатации электростанций амортизируются средства, которые могут быть потрачены на полное обновление энергоблока после выработки его ресурса (3 капитальных ремонта, 240 000 моточасов).

Затраты определяются по формуле:

$$\text{Стоимость установки} / \text{полный ресурс} / \text{мощность} = \\ = 6\,150\,000 / 240000 / 125 = 0,20 \text{ руб. на 1 кВт}\cdot\text{ч.}$$

Таким образом, себестоимости вырабатываемой электроэнергии будет равна:

$$8,45 + 0,34 + 0,046 + 0,17 + 0,12 + 0,20 = 9,32 \text{ руб. на 1 кВт}\cdot\text{ч.}$$

При расчете расходной части по вариантам учтены плата за загрязнение атмосферного воздуха и почвы жидкими фракциями экскрементов. При расчете доходной части учитывалось, что будет продажа удобрений; ликвидация штрафов за загрязнение почвы жидкими фракциями экскрементов за счет их утилизации. После вывода из эксплуатации мини-ТЭЦ энергоустановки ее можно сдать в металлолом. Денежные средства, полученные за утилизацию материалов, из которых состоят электростанции, приведены в табл. 7. Средства, полученные за утилизацию электрооборудования, не суммировали с затратами жизненного цикла, поскольку эта сумма будет получена через 12 лет.

Таблица 7

Денежные средства, полученные за утилизацию материалов ЭУ

Материал	Масса, кг			Цена руб./кг	Получено за продажу, руб.		
	биогаз	газопоршневая	дизель		биогаз	газопоршневая	дизель
Сталь	13416	1514	1383	10	134160	15140	13830
Чугун	2856	2856	2608	10	28560	28560	26080
Медь	150	150	137	310	46500	46500	42470
Алюминий	408	408	373	72	29376	29376	26856
Всего, руб.	—	—	—	—	238596	119576	109236

Общие экономические показатели и себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии приведены в табл. 8. Экономические составляющие жизненного цикла работы мини-ТЭЦ с различными двигателями показаны на рис. 3

Таблица 8

Экономические показатели работы возобновляемых источников энергии

Показатели	Рубли		
	ДЭС	БЭУ	ГПУ
Полные затраты всего	7 921 445	19 124 980	8 540 000
Капитальные затраты, в том числе:	2 212 000	17 299 150	6 150 000
- проектные работы	60 000	108 900	150 000
- стоимость оборудования	2 000 000	14 520 000	5 000 000
- затраты на установку и монтаж	152 000	2 670 256	1 000 000
Эксплуатационные расходы	5 709 445	1 825 830	2 390 000
Себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии	5,67	1,39	9,32
Утилизация ЭУ	238596	119576	109236

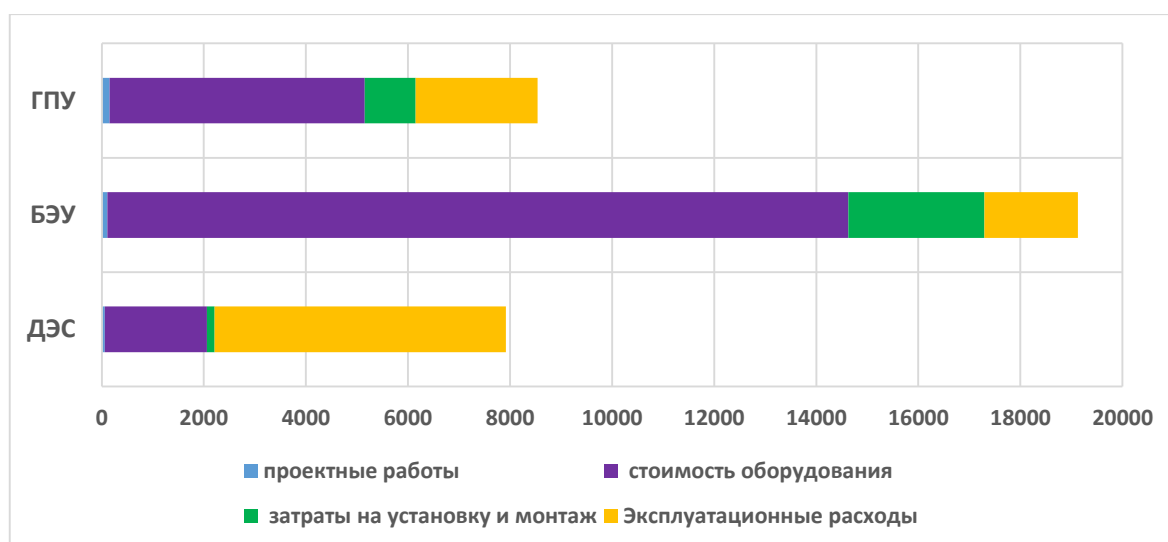


Рис. 3. Экономические составляющие жизненного цикла работы мини-ТЭЦ

Выводы:

- основным путем экологического воздействия всех мини-ТЭЦ, сжигающих органические природное и возобновляемое топливо, является загрязнение атмосферного воздуха;
- состав и объем выбросов определяется видом двигателя и сжигаемым топливом;
- экономическая оценка жизненного цикла мини ТЭЦ с газопоршневыми двигателями, работающими на природном газе и биогазе, и дизельными двигателями, позволяет определить распределение затрат на всех этапах, включая проектные работы, доставку оборудования, установку и монтаж, эксплуатацию и утилизацию;
- основной вклад в полные затраты вносят стоимость оборудования и эксплуатационные затраты;
- себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии при использовании биогазовой мини-ТЭЦ является самой низкой и составляет 1,39 руб. за счет отсутствия платы за топливо;
- себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии у дизельной мини-ТЭЦ составляет 5,41 руб., что ниже, чем у газопоршневой мини-ТЭЦ 9,28 руб. за счет более низкой стоимости оборудования дизельной мини-ТЭЦ;

- рассчитанные затраты жизненного цикла возможно использовать для технико-экономического обоснования проекта с целью рационального использования затрат при выборе источника электроэнергии.

Библиографический список

1. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р «Об утверждении Энергетической стратегии России на период до 2030 года». – URL: <http://docs.cntd.ru/document/902187046> (дата обращения: 30.11.2018).
2. **Соснина, Е.Н.** Экологические проблемы возобновляемых источников энергии: монография / Е.Н. Соснина, О.В. Маслеева, Г.В. Пачурин, А.Ю. Кечкин, Н.Н. Головкин. – Н. Новгород: НГТУ, 2014. – 164 с.
3. **Соснина, Е.Н.** Экологическое воздействие мини-ТЭЦ с газопоршневыми и дизельными двигателями на окружающую среду / Е.Н. Соснина, О.В. Маслеева, Г.В. Пачурин, Д.А. Филатов // *Фундаментальные исследования*. – 2013. – № 6. – С. 76-80.
4. **Мариненко, Е.Е.** Основы получения и использования биотоплива для решения вопросов энергосбережения и охраны окружающей среды в жилищно-коммунальном и сельском хозяйстве: учебное пособие / Е.Е. Мариненко. – Волгоград: ВолгГАСА, 2003. – 100 с.
5. **Никулин, Н.Ю.** Современные биогазовые технологии – перспективный метод решения экологических проблем агропромышленного комплекса / Н.Ю. Никулин // *Главный агроном*. – 2012. – № 9. – С. 67-69.
6. **Пачурин, Г.В.** Жизненный цикл альтернативных и традиционных источников энергии: монография / Г.В. Пачурин, О.В. Маслеева, Е.Н. Соснина. – LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, Germany, 2017. – 157 с.
7. **Пачурин, Г.В.** Экологическая оценка возобновляемых источников энергии: учебное пособие / Г.В. Пачурин, Е.Н. Соснина, О.В. Маслеева, Е.В. Крюков. – СПб.: Лань, 2017. – 236 с.
8. **Маслеева, О.В.** Оценка уровня загрязнения атмосферного воздуха при сжигании биогаза на когенерационных установках / О.В. Маслеева, Г.В. Пачурин, Е.Н. Соснина, А.В. Шалухо // *Экология и промышленность России*. – 2012. – № 12. – С. 48-50.
9. **Соснина, Е.Н.** Сравнительная экологическая оценка установок нетрадиционной энергетики / Е.Н. Соснина, О.В. Маслеева, Е.В. Крюков // *Теплоэнергетика*. – 2015. – № 8. – С. 3-10.
10. Каталог оборудования / Газопоршневые электростанции. – URL: <http://www.cogeneration.ru/equipment> (дата обращения: 19.12.2013).
11. **Бастрон, А.В.** Практикум по дисциплине «Гидроветроэнергетические установки». / А.В. Бастрон. – URL: http://www.kgau.ru/fpk/bastron_energo/praktikum/index.html (дата обращения: 13.10.2018).
12. **Аленкова, И.В.** Экономика инновационно-ориентированного предприятия: учебное пособие / И.В. Аленкова, Т.А. Агальцова. – М.: КноРус, 2016. – 263 с.

*Дата поступления
в редакцию: 24.09.2018*

O.V. Masleeva, T.A. Agaltsova, N.I. Erdili

**ECOLOGICAL AND ECONOMIC ASSESSMENT OF THE LIFE CYCLE
OF TRADITIONAL ENERGY SOURCES AND BIOENERGY**

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev

Purpose: The article deals with the environmental safety of the use of mini-heat electric central (mini-HEC) to traditional fuels: natural gas and diesel fuel, and mini-HEC with renewable fuel: biogas. And economic feasibility their use is considered.

Design/methodology/approach: The authors have developed a methodology for the economic calculation of life cycle assessment of mini-HEC with gas and gas engines running on natural gas and biogas and diesel engines, which includes the following steps: design work, equipment delivery, installation and assembly, operation and disposal.

Findings: The main contribution to the total life cycle costs is the cost of equipment and operating costs. The lowest cost of electricity production is when using a biogas mini- HEC. It amounts to 1.39 ruble due to the absence of payment for fuel. The cost of electricity from a diesel mini- HEC is 5.41 ruble, which is lower than that of a gas-piston mini- HEC of 9.28 ruble. This is due to the higher cost of gas piston engine equipment.

Research limitations/implications: This study was conducted for a mini-HEC running on natural gas, diesel and biogas with a capacity of 100 kW.

Originality/value: The study first conducted a study of the ecological and economic comparison of traditional energy sources and bioenergy. Can be used to determine the cost-effectiveness of similar mini-HEC.

Key words: traditional energy sources, biogas, life cycle, economic efficiency, environmental efficiency.

УДК 621.317

О.С. Хватов¹, А.Б. Дарьенков², Д.С. Кобяков¹, Н.И. Кшталтный¹, М.Е. Юрлов¹**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ
В ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКЕ ПЕРЕМЕННОЙ ЧАСТОТЫ
ВРАЩЕНИЯ С БУФЕРНЫМ НАКОПИТЕЛЕМ ЭНЕРГИИ**Волжский государственный университет водного транспорта¹
Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева²

Представлена математическая модель дизель-генератора переменной частоты вращения для исследования динамических режимов работы. Рассмотрены варианты топологий силовой структуры дизель-генератора переменной частоты вращения, предусмотрено использование в составе оборудования буферного накопителя энергии как необходимого элемента генераторного комплекса для обеспечения требуемой стабилизации параметров электроэнергии в режимах коммутации «пиковых» нагрузок.

Ключевые слова: энергоэффективность автономных электростанций, дизель-генераторная установка переменной частоты вращения, буферный накопитель энергии, моделирование динамических режимов в *MatLab/Simulink*.

Введение

В настоящее время работы по исследованию и созданию дизель-генератора переменной частоты вращения (ДГПЧВ) активно ведутся во многих странах, в том числе, в России. Актуальность данного направления обусловлена общей мировой тенденцией малой энергетики, направленной на повышение как эффективности использования углеводородного топлива, так и экологичности технологии производства электроэнергии. В данной области исследований известны работы фирм Fubag, Honda, Hyundai, Курог, АВВ и др. Особенности топологии силовой схемы ДГПЧВ рассмотрены в работах [1, 2]. Параллельно с созданием новых ДГПЧВ целесообразно уделять внимание и модернизации классических дизель-генераторов (ДГ) с целью перевода их работы в энергоэффективный режим при регулируемой частоте вращения. Однако данной теме посвящено относительно небольшое количество научных работ, что сдерживает исследования и разработку энергоэффективных систем электропитания на основе ДГПЧВ.

На этапе проектирования ДГПЧВ возникает комплекс задач, который связан как с выбором мощности и типом исполнения элементов силового оборудования, так и с определением структуры и последующим синтезом элементов системы автоматического регулирования. Решение указанных задач невозможно без исследования, в том числе, динамических режимов работы ДГПЧВ.

Основным устройством, обеспечивающим стабилизацию параметров генерируемой электроэнергии ДГПЧВ, является полупроводниковый преобразователь, схемотехническое исполнение которого зависит от наличия трансформатора в составе оборудования генераторного комплекса. Рассмотрим варианты структур построения ДГПЧВ, которые представлены на рис. 1 и рис. 2: СГ – синхронный генератор, Т – трансформатор, ВЧТ – высокочастотный трансформатор, В – выпрямитель, АВ – активный выпрямитель, ШИП – широтно-импульсный преобразователь, И – инвертор, Ф1, Ф2 – фильтры, Н – нагрузка. Данные структуры разделены на две группы – трансформаторные (рис. 1) и безтрансформаторные (рис. 2).

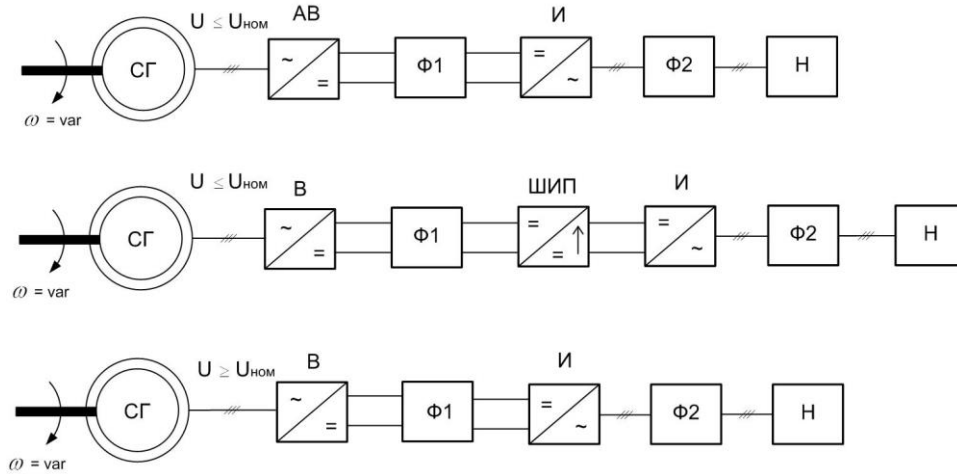


Рис. 1. Структурные схемы трансформаторных ДГПЧВ

Трансформаторные структуры по исполнению могут быть с обычным либо высокочастотным трансформатором. Использование высокочастотного трансформатора существенно снижает его массогабаритные показатели, однако усложняет структуру преобразовательной части ДГПЧВ, которая должна иметь два выпрямительных и два инверторных блока. Безтрансформаторные структуры ДГПЧВ – это системы с активным выпрямителем, либо с широтно-импульсным преобразователем повышающего типа, т.е. с устройствами, которые функционально, как и трансформатор, обеспечивают поддержание требуемого уровня напряжения. К безтрансформаторным также следует отнести ДГПЧВ с генераторами специального исполнения, имеющими повышенное номинальное напряжения на статоре.

Несмотря на то, что по массогабаритным показателям вариант ДГПЧВ со специальным генератором имеет преимущество, в статье в качестве объекта исследования выбран трансформаторный вариант ДГПЧВ с обычным генератором. Это связано, в том числе, с возможностью и целесообразностью модернизации классических ДГ постоянной частоты вращения и переводом их в энергоэффективный режим при регулируемой частоте вращения. Характеристики синхронного генератора, работающего в составе ДГПЧВ, рассмотрены в работах [3, 4].

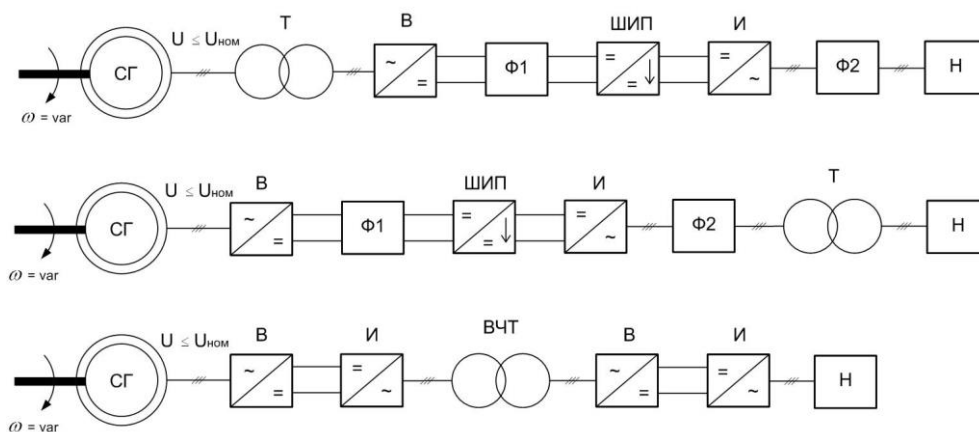


Рис. 2. Структурные схемы безтрансформаторных ДГПЧВ

В работах отечественных и зарубежных авторов [5, 6] показано, что для повышения эксплуатационных показателей генераторных комплексов на основе ДГПЧВ в его состав должен входить буферный накопитель энергии (БНЭ) (аккумуляторная батарея, суперконденсатор и т.п.), который на временных интервалах «пиковых» нагрузок способен поддер-

жать энергетический баланс между генераторным комплексом и нагрузкой, обеспечивая тем самым требуемое качество параметров генерируемой электроэнергии. При этом работа ДППЧВ осуществляется на энергоэффективных скоростных режимах (пониженная частота вращения), соответствующих оптимальному удельному расходу углеводородного топлива.

Методы и материалы

Анализ научных работ подтверждает, что существует определенный пробел в исследовании именно динамических режимов работы ДППЧВ, к которым следует отнести, в первую очередь, режимы коммутации нагрузки. Рассмотрим структурную схему дизель-генераторной установки переменной частоты вращения (рис. 3), которая состоит из следующих элементов: Д – дизельный ДВС, СГ – синхронный генератор, СВ – система возбуждения генератора, ТР – повышающий трансформатор, В – неуправляемый выпрямитель, Ф1 – ёмкостной фильтр, Ф2 – LC фильтр, ШИП – широтно-импульсный преобразователь, БНЭ – буферный накопитель энергии, И – инвертор напряжения, Н – нагрузка.

Подобная трансформаторная топология построения силовой схемы ДППЧВ рассмотрена в работах [7-9]. На основе структурной схемы (рис. 3) в компьютерной среде MathLab разработана математическая имитационная модель ДППЧВ с БНЭ (рис. 6). С помощью данной модели показана возможность в режиме «пиковых» нагрузок и работе ДВС на энергоэффективных скоростных режимах (пониженные частоты вращения) стабилизировать величину напряжения в звене постоянного тока преобразователя частоты средствами БНЭ.

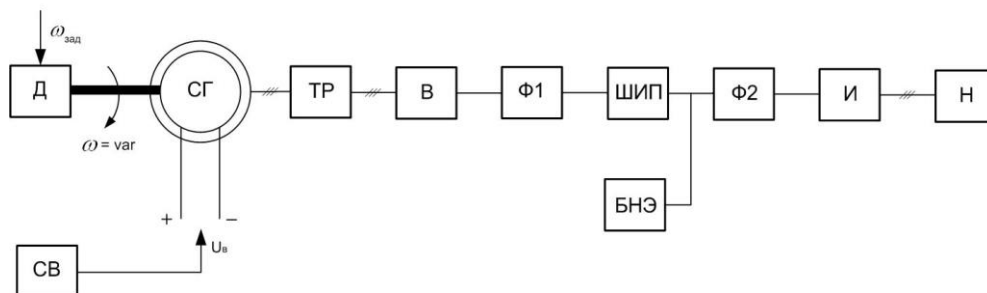


Рис. 3. Структурная схема ДППЧВ с БНЭ

В модели (рис. 4) ШИП имеет два автоматических контура регулирования: внутренний – по току и внешний – по напряжению. Структурная схема системы автоматического регулирования (САР) понижающего ШИП в составе ДППЧВ приведена на рис. 4.

Значения рассчитанных коэффициентов корректировались с помощью возможностей автоматической настройки блоков PID controller в расширении Simulink Control Design Toolbox. В Simulink Control Design используется патентованный метод настройки коэффициентов ПИД-регулятора, основанный на обратной связи с рабочими характеристиками, которые задаются пользователем. Настройка может производиться по переходной характеристике или логарифмической частотной характеристике разомкнутой системы. В качестве модели синхронной машины использовался стандартный блок «Synchronous Machine Pu Standard», в котором предусмотрен учет эффекта магнитного насыщения стали. Технические характеристики синхронного генератора приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры синхронного генератора

f , Гц	$U_{СГ}$, В	S , кВА	n , об/мин	R_S , о.е.	X_d , о.е.	X_q , о.е.	J , кг·м ²	p_n
50	400	31,3	1500	0,042	1,56	0,78	0,087	2

Частоту коммутации в ШИП выбираем равной 2500 Гц, а частоту модуляции в АИН – 5000 Гц. Инвертор обеспечивает генерирование практически синусоидального напряжения с помощью блока шестисекторной векторной ШИМ. Необходимый запас по напряжению в схеме обеспечивается повышающим трансформатором. Напряжение на входе ШИП составляет 900 В. Система регулирования ШИП стабилизирует его выходное напряжение на уровне 600 В. Для имитации БНЭ при исследовании динамических режимов использовалась модель никель-металлгидридного аккумулятора, характеристики разряда которого представлены на рис. 5.

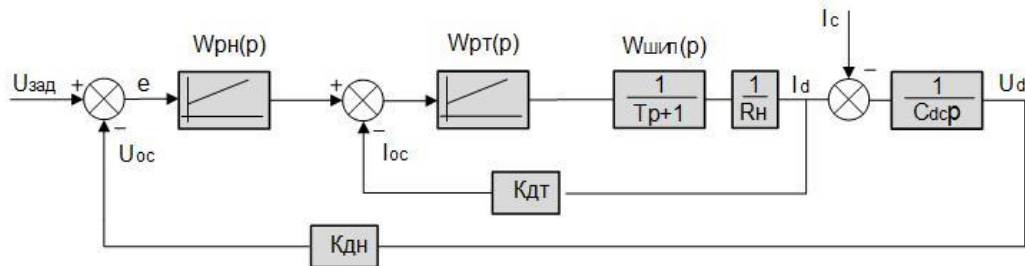


Рис. 4. Структурная схема системы автоматического управления понижающего ШИП

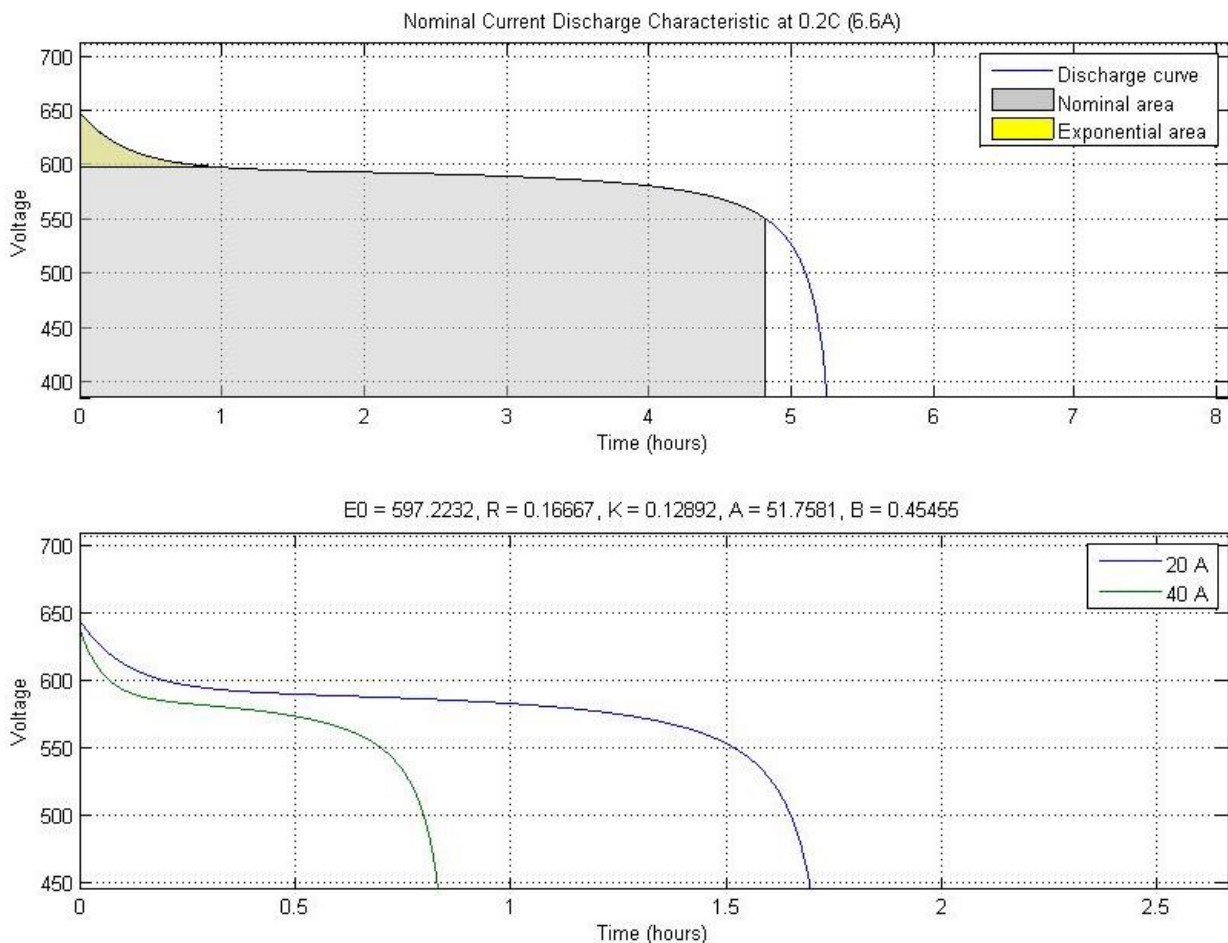


Рис. 5. Характеристики разряда никель-металлгидридного аккумулятора

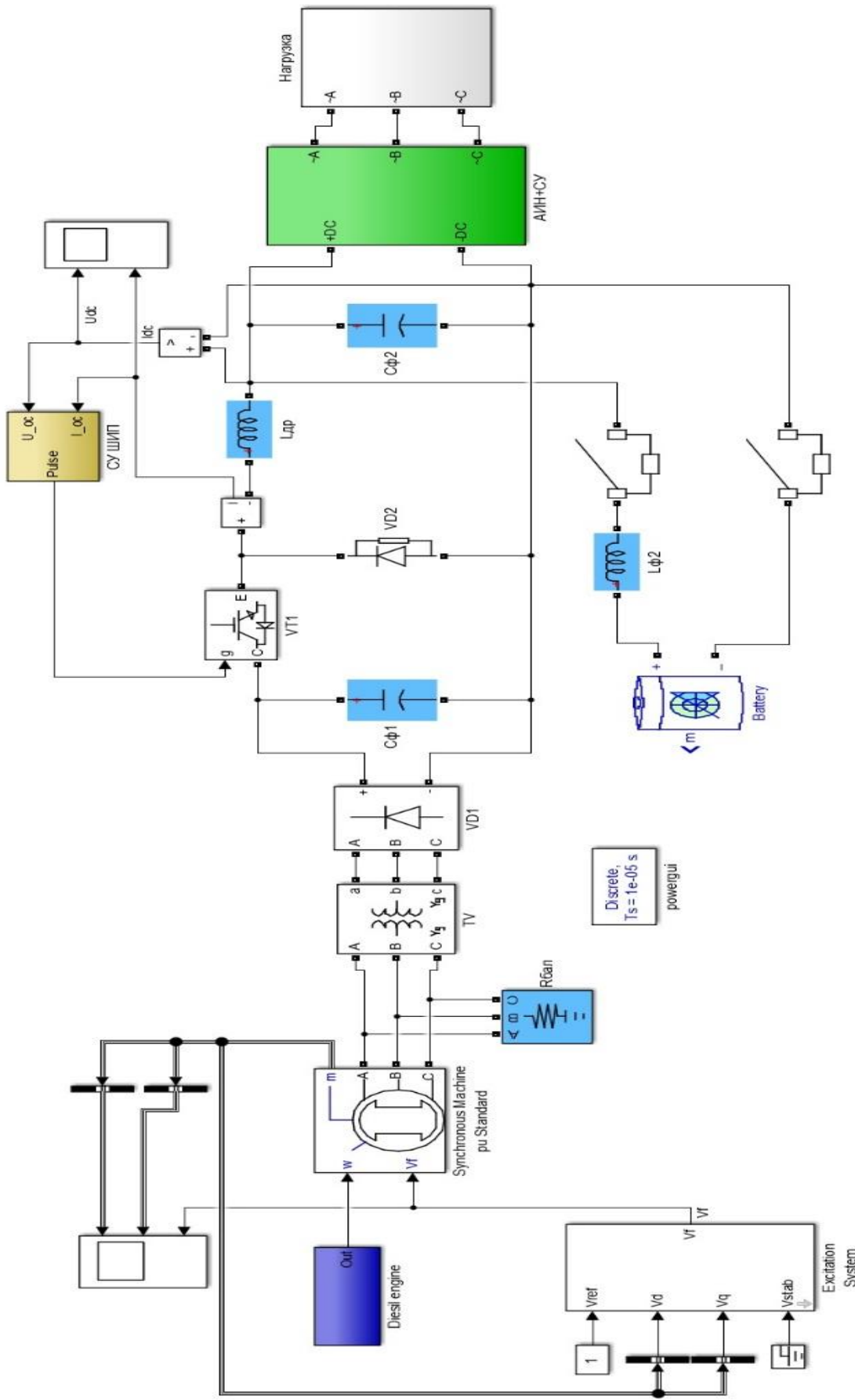


Рис. 6. Имитационная модель ДПЧВ с БНЭ

Результаты и обсуждение

Ниже приведены графики переходных процессов в звене постоянного тока рассматриваемой модели. Алгоритм моделирования состоит из следующих этапов. В начальный момент времени ДППЧВ работает на номинальных оборотах ДВС с активной нагрузкой равной 15 кВт. В момент времени 0,7 с происходит увеличение нагрузки до 23 кВт. Далее на 1,3 с происходит увеличение доли реактивной составляющей нагрузки (уменьшение $\cos\varphi$ нагрузки на 15%). Переходный процесс тока дросселя ШИП показан на рис. 7. Графики мгновенного и действующего значений фазного выходного напряжения ДППЧВ показаны на рис. 8.

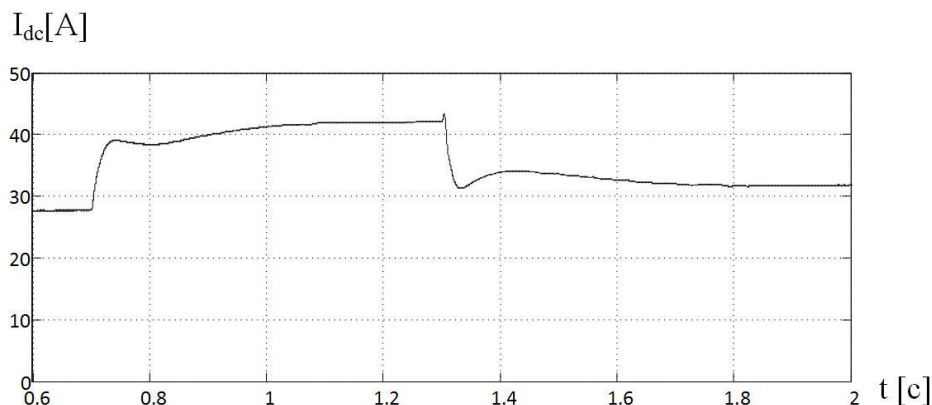


Рис. 7. Переходный процесс тока дросселя понижающего ШИП

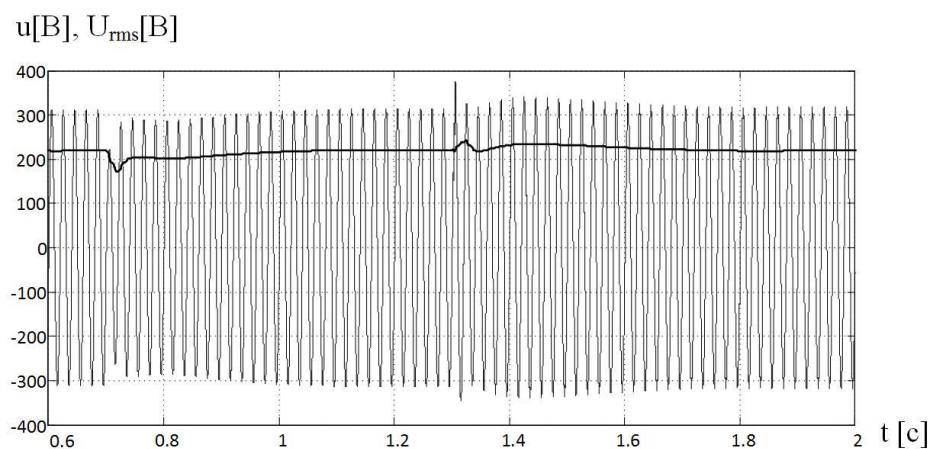


Рис. 8. Переходный процесс выходного напряжения понижающего ШИП

На рис. 9 представлены осциллограммы имитационного моделирования динамических режимов подключения нагрузки к генераторному комплексу при работе с БНЭ и без последнего. Имитационный эксперимент состоит из следующих этапов. Синхронный генератор ДППЧВ работает на нагрузку равную 20 кВт. В момент времени 0,4 с нагрузка увеличивается до 100%, т.е. становится равной 30 кВт. При этом ПИ-регулятор контура напряжения в системе управления выходит на границу насыщения. В момент времени 1,5 с подключается дополнительная («пиковая») нагрузка равная 20 кВт, которая по прошествии 0,5 с отключается.

Переходные процессы напряжения на выходе ШИП, соответствующие данному эксперименту при наличии и отсутствии в составе ДППЧВ буферного накопителя энергии, изображены на рис. 9а и рис. 9б соответственно. Из приведенных зависимостей видно, что средствами БНЭ на временном интервале «пиковой» нагрузки возможно стабилизировать напряжение на выходе ШИП и, таким образом, обеспечить требуемый баланс мощности

между ДГПЧВ и нагрузкой при сохранении энергоэффективного режима работы ДВС на пониженной частоте вращения.

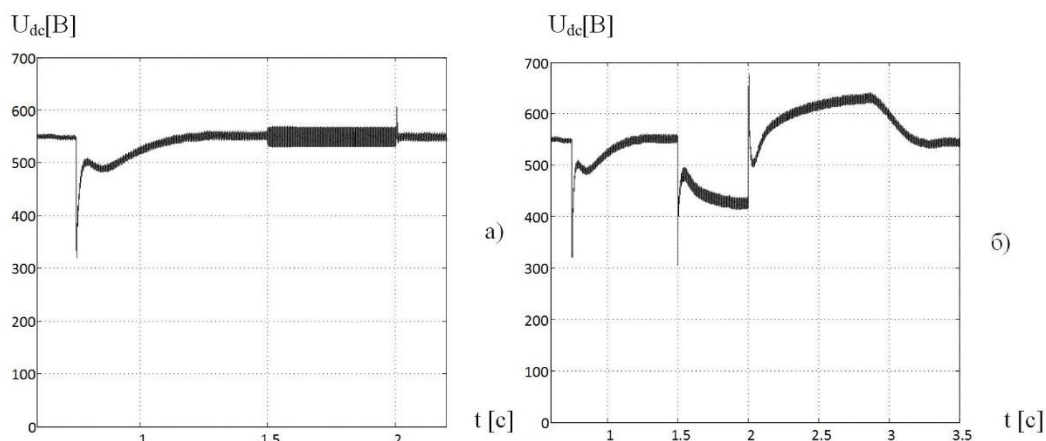


Рис. 9. Графики выходного напряжения ШИП: а – с БНЭ; б – без БНЭ

Заключение

Разработанная математическая модель ДГПЧВ может быть использована для анализа динамических режимов коммутации нагрузки с учетом ее величины и характера, значения энергоэффективной частоты вращения ДВС, а также состава и типополнения элементов силового оборудования (рис. 1, 2): трансформаторный или безтрансформаторный; выпрямитель неуправляемого типа либо активный; ШИП понижающий или повышающий; СГ с номинальным либо повышенным значением фазного напряжения.

Библиографический список

1. **Артюхов, И.И.** Особенности построения автономных систем электропитания на основе генераторов с изменяемой скоростью вращения вала / И.И. Артюхов, С.Ф. Степанов, Д.А. Бочкарев, Е.Т. Ербаев // Вопросы электротехнологии. – 2015. – №1. – С. 58-64.
2. **Обухов, С.Г.** Сравнительный анализ схем автономных электростанций, использующих установки возобновляемой энергетики / С.Г. Обухов, И.А. Плотников // Промышленная энергетика. – 2012. – № 7. – С. 46-51.
3. **Обухов, С.Г.** Буферная система накопления электроэнергии для возобновляемой энергетики / С.Г. Обухов, И.А. Плотников, Е.Ж. Сарсикеев // Альтернативная энергетика и экология. – 2012. – № 9 (113). – С. 137-141.
4. **Хватов, О.С.** Дизель-генераторная электростанция переменной скорости вращения / О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков // Электротехника. – 2014. – № 3. – С. 28-32.
5. **Хватов, О.С.** Автономные генераторные установки на основе двигателей внутреннего сгорания переменной частоты вращения: монография / О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков, И.С. Самоявчев, И.С. Поляков. – Н. Новгород, 2016. – 172 с.
6. **Delgado, С.** Optimal design of a hybrid renewable energy system ecological vehicles and renewable energies / С. Delgado, J.A. Dominguez-Navarro // Ninth international conference on publication year (EVER). – 2014. – P. 1-8.
7. **Хватов, О.С.** Единая электростанция транспортного объекта с электродвижением на базе дизель-генераторной установки переменной частоты вращения / О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков // Электротехника. – 2016. – № 3. – С. 35-40.
8. **Хватов, О.С.** Топливная экономичность единой электростанции автономного объекта на базе двигателя внутреннего сгорания переменной скорости вращения / О.С. Хватов, А.Б. Дарьенков, И.С. Самоявчев // Эксплуатация морского транспорта. – 2012. – № 1 (71). – С. 47-50.
9. **Chen, Y.K.** Design and implementation of energy management system with fuzzy control for DC microgrid systems / Y.K. Chen, Y.C. Wu, C.C. Song, Y.S. Chen // IEEE Transactions on Power Electronics. – 2013. – № 4. – P. 1563-1570.

Дата поступления
в редакцию: 30.01.2019

O.S. Khvatov¹, A.B. Darienkov², D.S. Kobayakov¹, N.I. Kshtaltny¹, M.E. Yurlov¹

SIMULATION OF TRANSITION PROCESSES IN DIESEL-GENERATOR SET OF VARIABLE SPEED WITH BUFFER ENERGY STORAGE

Volga state university of water transport¹
Nizhny Novgorod technical state university n.a. R.E. Alekseev²

Purpose: the aim of the article is to simulate and analyze dynamic modes of a variable speed diesel generator set with buffer energy storage in terms of switch of «peak» loads.

Design / methodology / approach: the mathematical calculations was performed in the Simulink package of the MatLab simulation environment. The calculations were carried out by the method of bistable Tustin approximation with a fixed step.

Findings: the developed mathematical simulation model can be used to verify a capacity calculation and selection of a construction of a buffer energy storage, as well as for a comparative analysis of an advantages and disadvantages of variants of a variable speed diesel generator set, taking into account the topology of its power circuit.

Research limitations / implications: the model of a diesel engine that does not take into account heat losses was chosen as the prime mover. In the model of the electric generator, the effect of magnetic saturation of the steel was taken into account. In the model of the buffer accumulator of energy of the lead-acid type, the temperature effect was not taken into account.

Key words: energy efficiency of autonomous power stations, diesel generator set of variable speed, buffer energy storage, simulation of dynamic modes in Matlab/Simulink.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

630.377.44

А.Ф. Алябьев, В.Е. Клубничкин, Е.Е. Клубничкин, А.А. Котов

ВЛИЯНИЕ ШАГА ГРУНТОЗАЦЕПОВ НА ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Целью работы является изучение процесса образования поверхности сдвига при взаимодействии одиночного трака с почвой с учетом наличия соседнего трака. Установлено, что при нагружении трака внешней касательной силой, возникает первичная область предельного равновесия, размер которой не зависит от величины действующих на трак сил. При увеличении внешней касательной силы до величины порядка 80-85 % от предельной, в нижней части грунтозацепа образуется вторичная область предельного равновесия. С ростом внешней касательной силы она увеличивается, но не выходит на дневную поверхность почвы. Если приложенная внешняя касательная сила достигает предельных значений, а расстояние между траками больше, чем размер вторичной области предельного равновесия, сдвиг почвы происходит вдоль линии скольжения первичной области предельного равновесия. Если расстояние между траками меньше, чем размер вторичной области предельного равновесия, происходит сдвиг почвы между траками, при этом внешняя касательная сила уменьшается на 10-20 %.

Ключевые слова: трак гусеницы трактора, коэффициент сцепления трака с почвой, поверхность сдвига.

Введение

Гусеничные тракторы используются в лесном хозяйстве для вывозки древесины, обработки почвы под создание лесных культур, устройства противопожарных минерализованных полос и других операциях, где требуется значительные тяговые усилия. Одним из способов повышения тяговых свойств гусеничного трактора является совершенствование гусеничного движителя. Существует мнение, что каждому типу грунта и высоте грунтозацепов соответствует определенный шаг гусеницы, позволяющий получить максимальный коэффициент сцепления [1]. Известно большое число математических моделей взаимодействия трака гусеницы с почвой [2-4], основанных на разных подходах математического описания грунта. При взаимодействии одиночного трака с почвой формой сечения сдвигаемой почвы в продольно-вертикальной плоскости является треугольник; при наличии второго трака форма сечения сдвигаемой почвы – прямоугольник [2]. Если для одиночного трака процесс образования поверхности сдвига понятен [3-6], то при наличии второго трака процесс образования поверхности сдвига требует уточнения.

Целью работы является изучение процесса образования поверхности сдвига при взаимодействии одиночного трака с почвой с учетом наличия соседнего трака.

Экспериментальное определение влияния шага грунтозацепов на тяговые свойства трака

Целью экспериментальных исследований является получение исходных данных для построения модели процесса образования поверхности сдвига при взаимодействии одиночного трака с почвой с учетом соседних траков.

Исследования проводились с использованием оборудования, позволяющего определять предельную внешнюю касательную силу на модели трака (рис. 1). Оборудование состоит из рамы 1, грузовой платформы 2, блоков 3, тормоза 4, троса с цепью 5, модели трака с грузами 6, измерительной платформы с индикаторной головкой часового типа 7. Тормоз используется для фиксации троса 5 при установке грузов на грузовую платформу 2.

Работа проводилась в 26 квартале Хотьковского участкового лесничества Сергиево-Посадского филиала ГКУ «Мособллес». В одном месте определялись физические и прочностные характеристики почвы [5, 6]. Полученные результаты приведены в табл. 1.

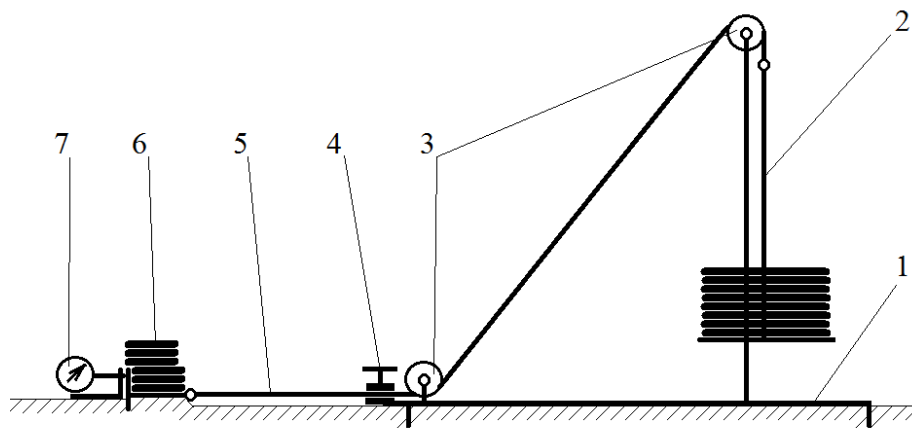


Рис. 1. Схема оборудования

Таблица 1

Физические и прочностные свойства почвы

Тип почвы	Дерново-подзолистая, суглинистая
Число пластичности	12
Плотность частиц почвы, г/см ³	2.33
Влажность почвы в слое 0 – 5 см, %	36.81
Плотность почвы, г/см ³	1.54
Плотность сухой почвы, г/см ³	1.12
Относительная влажность почвы, %	80.24
Угол внутреннего трения ρ , град/рад	21.8/0.38
Сцепление почвы C , даН/см ²	1.0
Угол трения поверхности трака о почву ω , град/рад	26.4/0.461

Влажность почвы определяется методом высушивания до постоянной массы; плотность почвы – режущим кольцом; плотность сухой почвы – расчетным методом; плотность частиц почвы – пикнометрическим методом с водой; влажность на границе текучести – пенетрацией конусом; влажность на границе раскатывания – раскатыванием в жгут; угол внутреннего трения и удельное сцепление почвы – методом одноплоскостного среза [7, 8]. Коэффициент трения трака о почву $tg\omega$ определяется протаскиванием пластины из материала трака по почве.

В месте определения свойств почвы проводились исследования физической модели трака. Размер модели: ширина $b = 30$ см; высота грунтозацепа $h = 4$ см; длина опорной поверхности $l = 21$ см. Рабочая поверхность трака обработана наждачной бумагой Р800, зернистость абразива которой соответствует размерам частиц суглинистой почвы.

Работа проводилась следующим образом. Удалялся дерн, площадка выравнивалась, вырезалась шель глубиной 4 см под грунтозацеп и на расстоянии шага грунтозацепов срезалась почва на глубину 4 см. Этим имитировалось влияние соседнего грунтозацепа. Устанавливался трак и нагружался пластинами (рис. 2). Грузовая платформа 2 (рис. 1) нагружалась грузами до срыва трака.

Регистрировались шаг грунтозацепов, вес трака с грузами, вес грузов на тяговом тросе (внешняя касательная сила на траке), перемещение трака и форма продольно-вертикального сечения сдвигаемой почвы (прямоугольная или треугольная). Полученные результаты представлены в табл. 2.



Рис. 2. Исходное положение трака

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований

Шаг грунтозацепов, см	Вес трака с грузами, даН	Предельная внешняя касательная сила на траке, даН	Форма сечения сдвигаемой почвы
15	47	110	Прямоугольник
20	47	126	Середина трака – прямоугольник, края – треугольник
25	47	128	Треугольник
25	55	153	Середина трака – прямоугольник, края – треугольник

В результате наблюдений установлено, что при малом шаге грунтозацепов форма сечения сдвигаемой почвы – прямоугольник, а предельная внешняя касательная сила, необходимая для сдвига почвы, минимальна. При увеличении шага грунтозацепов предельная внешняя касательная сила на траке растет до тех пор, пока форма сечения сдвигаемой почвы не станет треугольной (рис. 3). При весе трака с грузами 47 даН наличие второго трака оказывает влияние на формирование формы сечения сдвигаемой почвы на расстоянии до 20 см,

при весе трака с грузами 55 даН – на расстоянии до 25 см. Определим механизм, за счет которого происходит формирование формы сечения сдвигаемой почвы в виде прямоугольника.



Рис. 3. Зависимость предельной внешней касательной силы на траке от шага грунтозацепов при весе трака с грузами 47даН

Построение математической модели взаимодействия одиночного трака с почвой с учетом наличия соседнего трака

При построении модели будем использовать методы статики сыпучей среды [9]. Рассматриваем плоское предельное равновесие почвы при его взаимодействии с траком гусеницы. Предельно допустимые касательные напряжения на площадке скольжения определяются по закону Кулона. Процесс заглубления грунтозацепа в почву не рассматривается; масса почвы не учитывается.

Ранее была построена математическая модель взаимодействия одиночного трака с почвой [4, 6], которая позволяет определить предельную внешнюю касательную силу на трака при форме сечения сдвигаемой почвы в виде треугольника (соседнего трака нет). При построении этой модели рассматривалась часть области предельного равновесия, которая образуется между грунтозацепом и подошвой трака. Рассмотрим полную область предельного равновесия. На плоскости характеристик развернутая область предельного равновесия изображена на рис. 4а. Так как угол между грунтозацепом и подошвой трака 90° , то области $O_2O_1E_2E_1$ вырождаются, а области $O_1B_1CE_2$ и $O_2A_1A_2E_1$ «наползают» друг на друга [4] (рис. 4б). В области предельного равновесия образуется линия разрыва среднего приведенного нормального напряжения OE . Для размеров исследуемого трака при весе с грузами 47 даН среднее приведенное нормальное напряжение в области OA_1F σ_{OAF} будет удовлетворять неравенству:

$$\sigma_{OAF} \leq \frac{H}{1 - \sin \rho},$$

где H – временное сопротивление всестороннему равномерному растяжению $H = C * \cot \rho$; ρ – угол внутреннего трения почвы; C – сцепление грунта.

Выполнение неравенства означает, что в области предельного равновесия образуется линия разрыва среднего приведенного нормального напряжения AB [9]. Области $A_1A_2B_2B_1$ вырождаются, а области OB_1A_1 и A_2B_2CE «наползают» друг на друга. Получившаяся область предельного равновесия на плоскости характеристик представлена на рис. 4в.

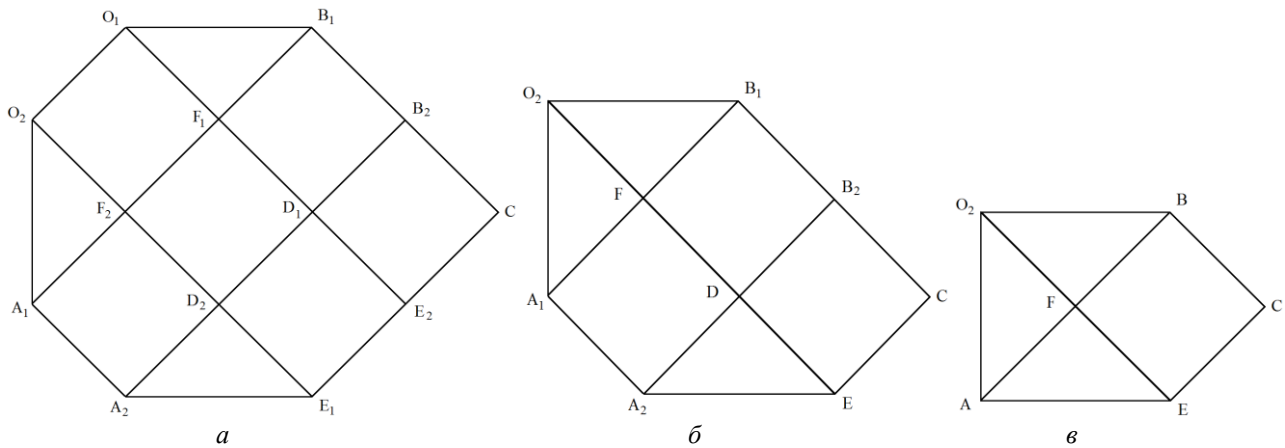


Рис. 4. Развернутая область предельного равновесия на плоскости характеристик:
 а) общий случай; б) общий случай при угле между подошвой трака и грунтозацепом 90° ;
 в) при весе трака с грузами 47 даН

Граничные условия на грунтозацепе OA и подошве трака OB приведены в [4], по характеристикам AE , EC и BC граничные условия записывается в виде [9]

$$\sigma = \frac{H}{1 - \sin \rho}, \quad dy = dx \tan \varphi. \quad (1)$$

Полученная в результате расчетов область предельного равновесия представлена на рис. 5.

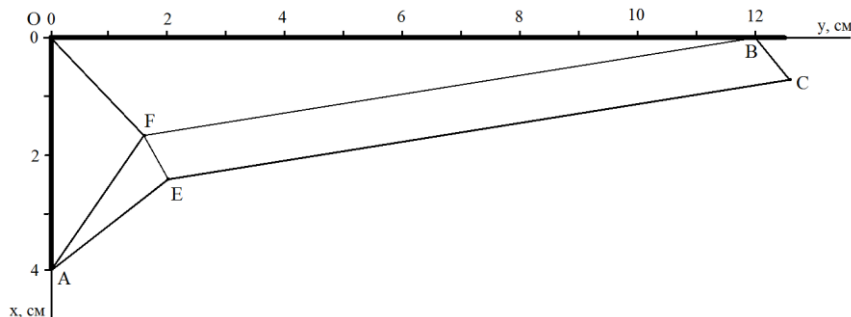


Рис. 5. Область предельного равновесия при весе трака с грузами 47 даН

На рис. 5 видно, что полученная область предельного равновесия не может быть причиной формирования формы сечения сдвигаемой почвы в виде прямоугольника. Эта область формирует форму сдвигаемой почвы в виде треугольника AOB . Это подтверждается наблюдениями (рис. 6). На рис. 6а трак с грузом до нагружения внешней касательной силой плотно лежит на почве. На рис. 6б трак с грузом в момент перед сдвигом почвы в форме прямоугольника «вывешивается» на области предельного равновесия.



а)



б)

Рис. 6. «Вывешивание» трака с грузом на области предельного равновесия

Рассмотрим следующий вариант формирования формы сечения сдвигаемой почвы в виде прямоугольника. При увеличении внешней касательной силы, действующей на трак, предельное равновесие, изображенное на рис. 5, нарушается. Вследствие того, что почва обладает упруго-вязкопластическими свойствами, разрушение происходит не мгновенно, и нагрузка, прикладываемая к траку, воспринимается линией скольжения AF . Построим образуюмую при этом вторичную область предельного равновесия.

На плоскости характеристик развернутая область предельного равновесия изображена на рис. 7а. Так как среднее приведенное нормальное напряжение в области AFJ_1 σ_{AFJ} будет удовлетворять неравенству $\sigma_{AFJ} > \frac{H}{1-\sin \rho}$, то линий разрыва не будет. Граничные условия по характеристикам AJ_5M и FJ_3M записывается в виде (1). Полученная в результате расчетов область предельного равновесия представлена на рис. 7б.

Из рис. 7 видно, что полученная область предельного равновесия не может быть причиной формирования формы сечения сдвигаемой почвы в виде прямоугольника. Определим размер площадки, воздействуя на которую образуется область предельного равновесия, обеспечивающая формирование формы сечения сдвигаемой почвы в виде прямоугольника. Будем уменьшать размер площадки на линии скольжения AF , оставляя точку A неподвижной. На плоскости характеристик область предельного равновесия не изменится (рис. 7а), граничные условия по характеристикам AJ_5M и FJ_3M останутся прежними (1). В результате расчетов установлено, что размер площадки на линии скольжения AF должен составлять 1,65 см. Область предельного равновесия приведена на рис. 8.

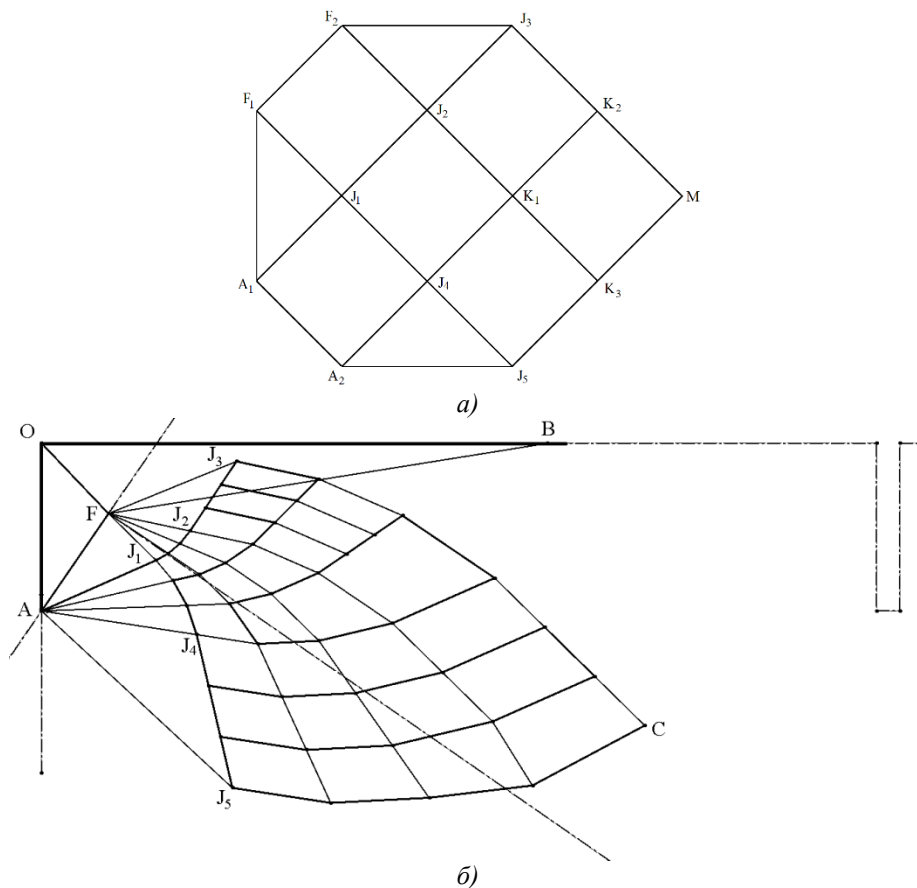


Рис. 7. Вторичная область предельного равновесия:
 а) на плоскости характеристик; б) в плоскости трака

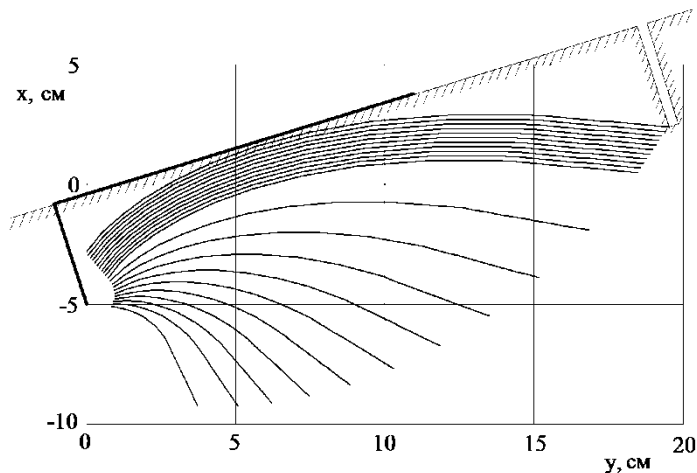


Рис. 8. Вторичная область предельного равновесия, соответствующая форме сечения сдвигаемой почвы в виде прямоугольника

Аналогичные расчеты были произведены при весе трака с грузом 55 даН. В результате было установлено, что размер площадки на линии скольжения AF должен также составлять 1,65 см.

Таким образом, получается следующая модель образования поверхности сдвига при взаимодействии одиночного трака с почвой с учетом соседних траков. В результате прикладывания к траку внешней касательной силы возникает первичная область предельного равновесия $OAFB$ (рис. 5), размер которой не зависит от величины действующих на трак сил [4]. При увеличении внешней касательной силы до величины порядка 80-85 % от предельной для одиночного трака в нижней части грунтозацепа образуется вторичная область предельного равновесия. При увеличении горизонтальной нагрузки она увеличивается, но не выходит на дневную поверхность почвы. Если приложенная внешняя касательная сила достигает предельных значений, а расстояние между траками больше, чем размер вторичной области предельного равновесия, то сдвиг почвы происходит вдоль линии скольжения AB (рис. 5). Если расстояние между траками меньше, чем размер вторичной области предельного равновесия, происходит сдвиг почвы между траками; при этом форма сечения сдвигаемой почвы имеет вид прямоугольника.

Заключение

В результате наблюдений установлено, что при малом шаге грунтозацепов форма сечения сдвигаемой почвы – прямоугольник, а предельная внешняя касательная сила минимальна. При увеличении шага грунтозацепов предельная внешняя касательная сила на траке растет до тех пор, пока форма сечения сдвигаемой почвы не станет треугольной. Значение предельной внешней касательной силы при минимальном шаге составляет 85 % от максимального значения.

В результате прикладывания к траку внешней касательной силы возникает первичная область предельного равновесия, которая «вывешивает» трак с грузом и формирует форму сечения сдвигаемой почвы в виде треугольника. Значение предельной внешней касательной силы максимально.

При увеличении внешней касательной силы до величины порядка 80-85 % от максимальной, в нижней части грунтозацепа образуется вторичная область предельного равновесия. При увеличении внешней касательной силы она увеличивается, но не выходит на дневную поверхность почвы.

Если расстояние между траками меньше, чем размер вторичной области предельного равновесия, то происходит сдвиг почвы между траками, при этом форма сечения сдвигаемой почвы имеет вид прямоугольника.

Работа выполнена в МГТУ им. Н.Э. Баумана при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках Госзадания проект № 9.8996.2017/8.9.

Библиографический список

1. **Ляско, М.И.** Влияние шага и высоты грунтозацепов на величину коэффициента сцепления гусеничного трактора / М.И. Ляско, Н.И. Зайдельман, В.О. Слажинский // Труды МАДИ. – 1976. – Вып. 114. – С. 115-119.
2. **Антонов, А.С.** Теория гусеничного движителя. – М.: Машгиз, 1949. – 214 с.
3. **Берестов Е.И.** Исследование разрушения грунта траками гусеничных машин / Е.И. Берестов, А.В. Кулабухов, О.Е. Печковская // Механизация строительства. – 2014. – № 10. – С. 21-25.
4. **Алябьев, А.Ф.** Модель взаимодействия гусеницы трактора с грунтом / А.Ф. Алябьев, С.Ю. Калинин // Лесной вестник. – 2016. – № 2. – С. 173-177.
5. **Берестов, Е.И.** Об особенностях работы гусеничных движителей землеройно-транспортных машин / Е.И. Берестов, А.В. Кулабухов, И.В. Лесковец // Механизация строительства. – 2009. – № 10. – С. 15-18.
6. **Алябьев А.Ф.** Изменение тяговых свойств гусеничного движителя при замерзании-оттаивании почвы / А.Ф. Алябьев, А.А. Котов // Техника и оборудование для села. – 2018. – № 4. – С. 15-18.
7. ГОСТ 5180-84 Межгосударственный стандарт. Грунты. Методы лабораторного определения физических характеристик. – Введ. 2016-04-01. – М.: Стандартинформ, 2016. – 20 с.
8. ГОСТ 12248-2010 Межгосударственный стандарт. Грунты. Методы лабораторного определения характеристик прочности и деформируемости. – Введ. 2012-01-01. – М.: Стандартинформ, 2011. – 76 с.
9. **Соколовский, В.В.** Статика сыпучей среды / В.В. Соколовский. – М.: Наука, 1990. – 272 с.

Дата поступления
в редакцию: 06.02.2019

A.F. Alyabiev, V.E. Klubnichkin, E.E. Klubnichkin, A.A. Kotov

THE INFLUENCE OF THE STEP OF THE CLEATS ON TRACTION CATERPILLAR TRACKS

Bauman Moscow state technical university

Purpose: the study of the formation of the shear surface in the interaction of a single track with the soil, taking into account the presence of a neighboring track.

Design/methodology/approach: the study of physical models on the ground and the construction of a mathematical model based on the results of experimental studies.

Findings: it is established that the primary and secondary regions of the limit equilibrium arise when the track is loaded with an external tangent force, the conditions for the formation of the shear surface along the slip lines of the primary and secondary regions of the limit equilibrium are determined.

Research limitations/implications: the carried out researches allow to apply the developed model for design and calculation of traction properties of the caterpillar engine.

Originality/value: for the first time studies of the formation of the shear surface in the interaction of a single track with the soil, taking into account the presence of a neighboring track.

Key words: caterpillar track, the coefficient of adhesion of the track with the soil, the surface shear.

УДК 629.36

А.С. Дьяков

НАУЧНЫЕ МЕТОДЫ РАЗРАБОТКИ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ БЕЗЭКИПАЖНЫХ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Представлены научные методы разработки ходовых систем, обеспечивающие заданные показатели подвижности на этапе проектирования, отличающиеся прогнозированием проходимости, быстроходности и автономности с использованием виртуального полигона и метода анализа иерархии для определения рациональных конструктивных параметров ходовых систем безэкипажных наземных транспортных средств (БНТС) и выбора приоритетных технических решений. Представлен комплекс новых математических моделей динамики БНТС, отличающихся возможностью моделирования «больших» перемещений и связанных с этим нехарактерных случаев взаимодействия движителей с опорной поверхностью. Описана совокупность эксплуатационных свойств, определяющих подвижность наземных БНТС, отличающихся отсутствием ограничений, накладываемых психофизиологическими возможностями экипажа. В работе применены метод прогнозирования подвижности БНТС, отличающийся использованием виртуальных полигонных испытаний и метод формирования технического облика ходовых систем, отличающийся использованием научно обоснованной иерархии приоритетов эксплуатационных свойств, определяющих подвижность БНТС.

Ключевые слова: безэкипажные наземные транспортные средства, методы проектирования, математическое моделирование, виртуальный полигон, подвижность, эксплуатационные свойства, метод анализа иерархий, «большие» перемещения.

Для обеспечения обороноспособности страны, ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, проведения поисковых и исследовательских работ особое значение имеет эффективное выполнение транспортных и технологических задач в условиях, опасных для человека. Важнейшая роль в решении этой проблемы отводится безэкипажным наземным транспортным средствам (БНТС). Все современные подходы по созданию БНТС направлены на обеспечение управляемого движения, при этом практически отсутствуют работы, кардинально решающие проблемы повышения подвижности. Очевидно, что отсутствие экипажа на борту позволит существенно повысить подвижность БНТС по сравнению с их экипажными аналогами из-за отсутствия психофизиологических ограничений, связанных с нахождением человека на борту:

- окружающая среда, несовместимая с жизнью (химическое, бактериологическое и радиационное воздействие на организм);
- воздействие осколочно-фугасных боеприпасов и т.п.;
- положение экипажа в пространстве;
- виброударные перегрузки;
- скорость реакции и воздействие на органах управления;
- усталость, включая скорость восприятия зрительной информации.

Существующие методы проектирования ходовых систем экипажных транспортных средств направлены на обеспечение управляемого движения при ограничениях по виброударным нагрузкам на экипаж, по скорости восприятия зрительной информации и воздействию на органы управления. Таким образом, и облик транспортного средства, и достижение эксплуатационных показателей в значительной мере определяется присутствием экипажа. В связи с этим, необходимо создание специальных методов проектирования ходовых систем БНТС с колесными, гусеничными и другими типами контактных движителей, отличающихся отсутствием ограничений, связанных с присутствием человека на борту.

Для БНТС можно обозначить случаи движения, не изучаемые современной теорией движения экипажных наземных транспортно-технологических средств (колесных, гусеничных машин и др.), в рамках которых допустимы реализации «больших перемещений» и связанные с этим нехарактерные случаи взаимодействия движителей с внешней средой (например, контактное взаимодействие боковой поверхности шины с опорной поверхностью, падения, перевороты). Таким образом, разработка новых методов проектирования ходовых систем высокоподвижных безэкипажных наземных транспортных средств является актуальной научной проблемой.

Анализ регламентированных испытаний транспортных машин и исследований, посвященных обитаемости, позволил выявить существенное влияние психофизиологических свойств человека на облик, технические и эксплуатационные характеристики транспортного средства. С учетом нахождения человека на борту, ограничения при создании экипажных транспортных средств можно условно разделить на два класса. Во-первых, это ограничения по внешнему воздействию на человека в процессе движения (акустический шум, виброударные нагрузки, загрязняющие вещества, микроклимат, изменение положения человека относительно опорной поверхности и др.). Во-вторых – эргономические ограничения по размещению человека в транспортном средстве и воздействию на органы управления ТС. Таким образом, отсутствие накладываемых наличием человека на борту ограничений (на облик и технические характеристики), позволит создавать транспортные средства с более высокими показателями эксплуатационных свойств. Для создания специальных методов проектирования ходовых систем БНТС научно обоснована совокупность эксплуатационных свойств, определяющих подвижность БНТС. Их можно разделить на три следующих класса.

1. Свойства, определяющие подвижность как экипажных ТС, так и БНТС, не ограниченные психофизиологическими возможностями экипажа.
2. Свойства, определяющие подвижность БНТС и экипажных ТС, для последних – ограниченные психофизиологическими возможностями экипажа.
3. Свойства, определяющие подвижность только для БНТС в условиях, когда движение экипажных ТС невозможно.

В результате сделан вывод, что основные отличия эксплуатационных свойств БНТС от экипажных ТС будут характеризоваться: 1) уровнем допустимых виброударных нагрузок; 2) существованием разных равновесных положений ходовой системы относительно опорной поверхности; 3) средой обитания, недопустимой по физиологическим возможностям человека. Структурная схема формирования подвижности для БНТС будет иметь вид, представленный на рис. 1.

Установлено, что оценка показателей эксплуатационных свойств БНТС, определяющих подвижность, может быть выполнена путем имитационного математического моделирования движения на совокупности дорожно-грунтовых условий и при преодолении препятствий. В связи с этим проведено обоснование требований, предъявляемых к разрабатываемым математическим моделям динамики БНТС. Эти требования определяются совокупностью задач, при решении которых должна быть получена необходимая информация для оценки эксплуатационных свойств, отличающихся возможными «большими перемещениями» и связанных с этим нехарактерных случаев взаимодействия движителей с внешней средой.

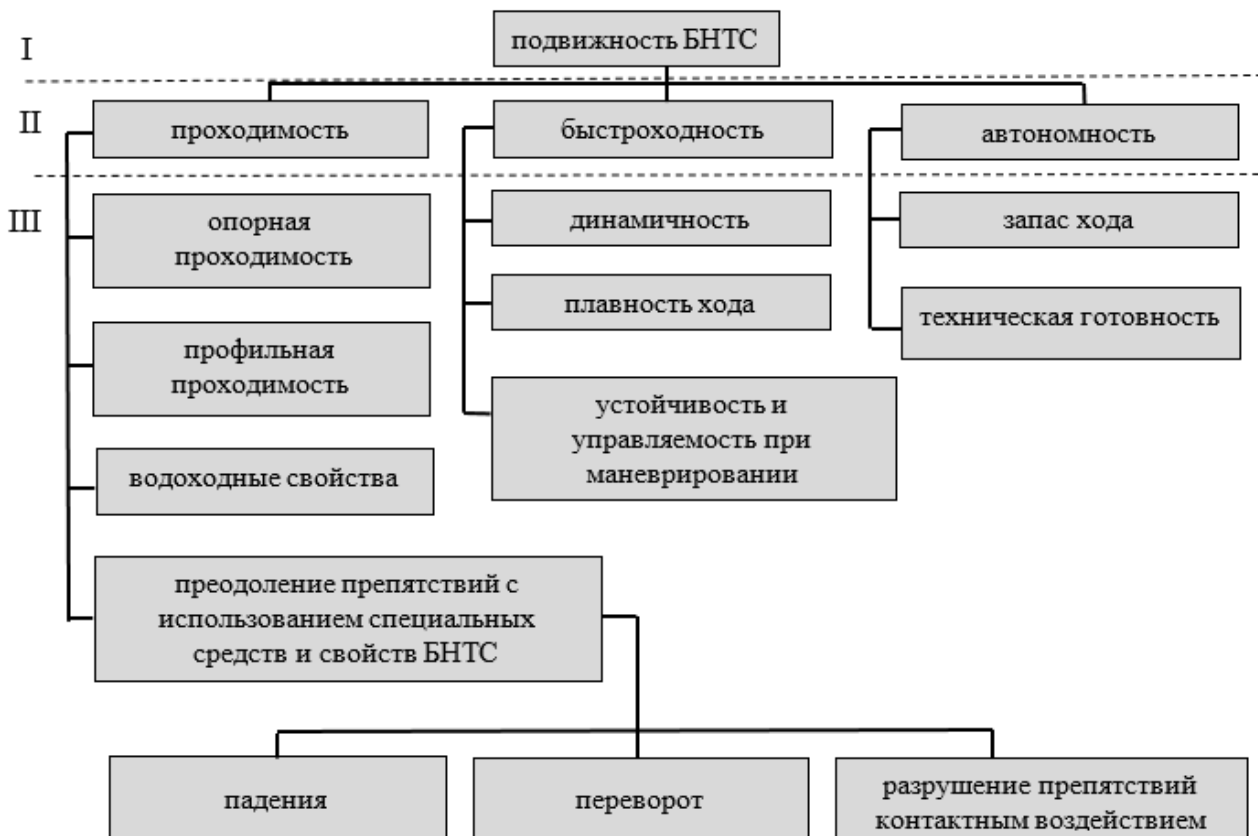


Рис. 1. Структурная схема формирования показателей подвижности БНТС

Структурная схема комплекса необходимых математических моделей (ММ) различного уровня представлена на рис. 2.

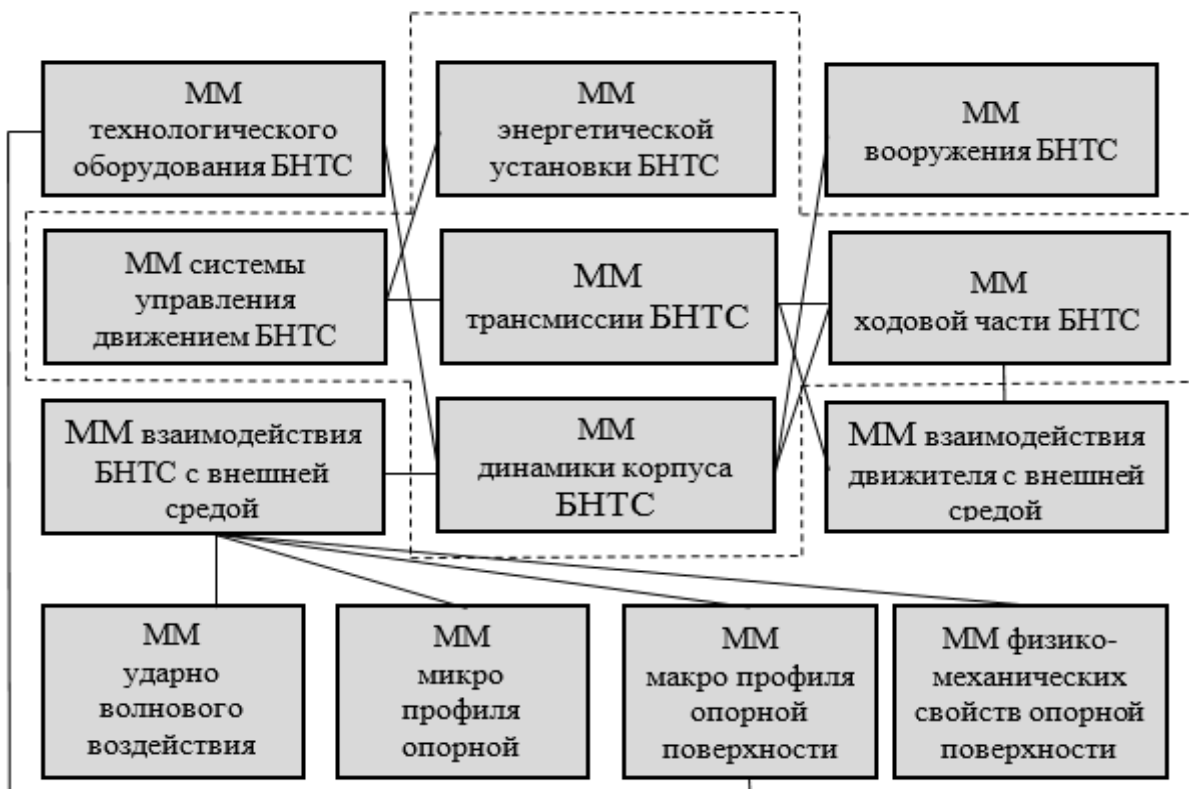


Рис. 2. Комплексное математическое моделирование динамики БНТС

К числу основных можно отнести следующие требования к математическим моделям БНТС для прогнозирования эксплуатационных свойств:

- модель должна описывать совместную динамику корпуса, силовой установки, трансмиссии и ходовой части БНТС, что необходимо для определения показателей эксплуатационных свойств с необходимой точностью;
- в моделях должны быть учтены конструктивные особенности ходовых систем;
- в модели не должно накладываться ограничений на геометрические и физико-механические характеристики дорожно-грунтовых условий в пространстве, что позволит теоретически исследовать поведение БНТС, в том числе при движении через искусственные препятствия;
- движение БНТС при преодолении препятствий с использованием специальных средств и свойств должно моделироваться с учетом возможности «больших перемещений» тел, в том числе при описании динамики нельзя пренебречь геометрической и кинематической нелинейностью.

Математические модели, удовлетворяющие этим требованиям, могут быть реализованы в современных комплексах инвариантного моделирования динамики систем тел, таких как: ПК «Универсальный механизм», ПК «ФРУНД», ПК «Эйлер», ПК «Adams» и т.д.

Для комплексной оценки подвижности БНТС сформирована файловая база данных типовых условий эксплуатации, содержащая геометрические характеристики и физико-механические свойства внешней среды, которая выполнена в виде виртуального испытательного полигона, элементы которого представлены на рис. 3.

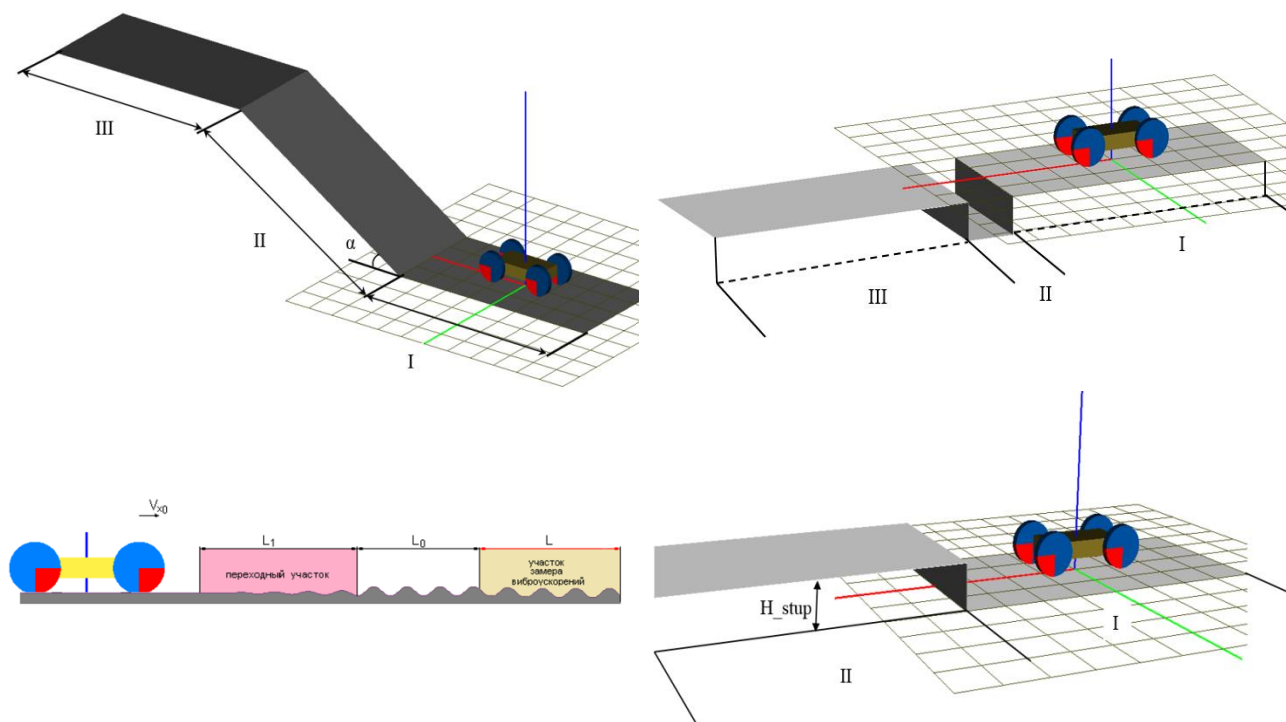


Рис. 3. Элементы виртуального испытательного полигона

Разработан метод определения приоритетных технических решений и конструктивных параметров ходовых систем (рис. 5), при этом на начальном этапе формируется декомпозиция проблемы (построение иерархии) для решения задачи выбора типа ходовой системы БНТС. Опираясь на анализ отечественного и зарубежного опыта создания БНТС, а также на собственные исследования, нами предложен следующий перечень связанных критериев различных уровней (рис. 4), характеризующих основные эксплуатационные свойства, определяющие подвижность.

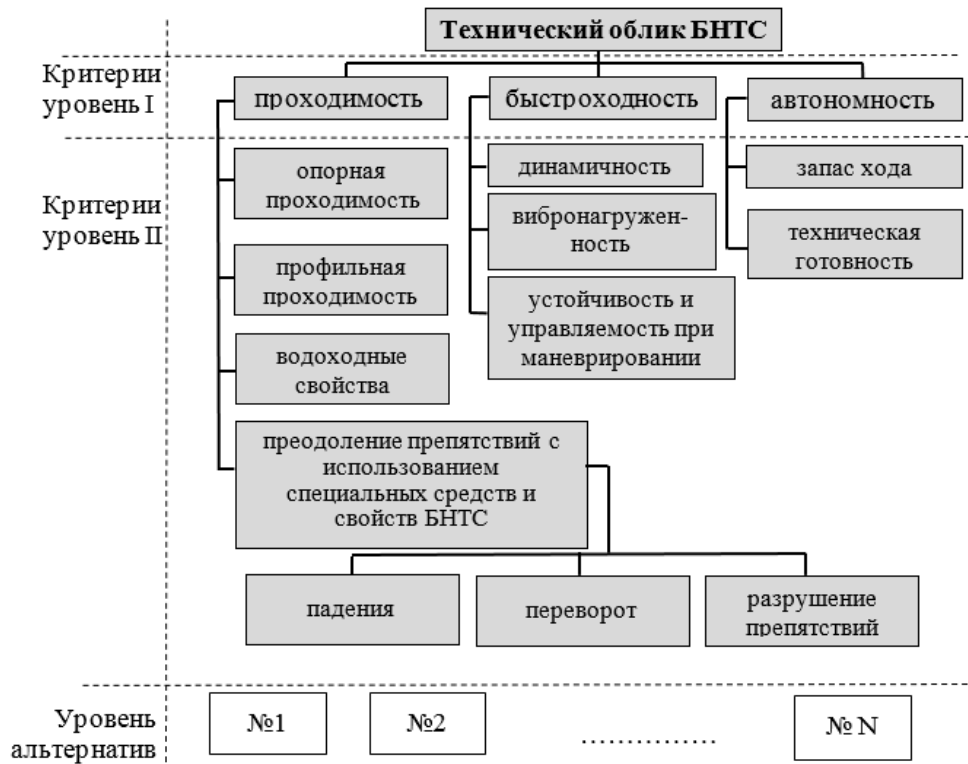


Рис. 4. Иерархия свойств для определения технического облика БНТС

Сравнение альтернатив по результатам определения возможных вариантов технического облика БНТС необходимо проводить с использованием имитационного математического моделирования для определения показателей по всем критериям, включая преодоление препятствий с использованием специальных средств и свойств БНТС. Научно обоснованная иерархия (рис. 4) проблемы выбора технического облика БНТС отражает характерные особенности и основные свойства подвижности. По результатам парных сравнений критериев различного уровня и альтернатив, в соответствии с методом анализа иерархий (МАИ) Т. Сати, осуществляется синтез локальных приоритетов и выбор наиболее подходящего варианта технического облика. Специфика построенной иерархии проблемы выбора технического облика БНТС состоит в ее универсальности по отношению к классу создаваемых объектов и представительности уровня альтернатив.

При этом необходимо отметить, что речь идет о создании БНТС, в техническом задании на разработку которого определено функциональное назначение и заданы условия эксплуатации. На первом уровне располагается цель выбора – технический облик БНТС. На самом нижнем уровне иерархии – уровне альтернатив – находятся конструктивные варианты, из которых определяется лучший. Второй уровень иерархии по МАИ занимают критерии, в соответствии с которыми осуществляется решение поставленной задачи. Естественно, что совокупность критериев должна служить для оценки возможных вариантов конструкции БНТС, в которых могут быть воплощены альтернативные технические решения.

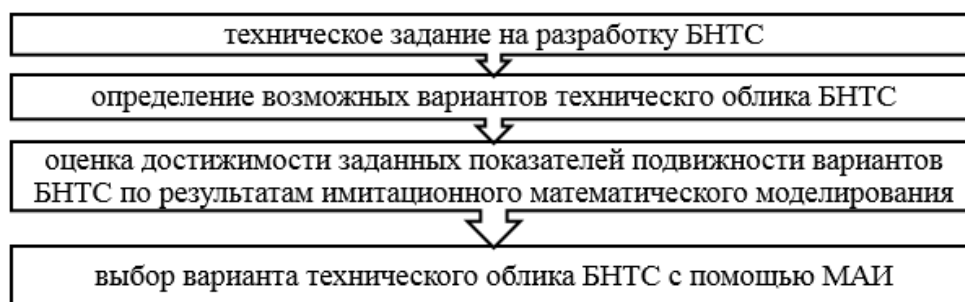


Рис. 5. Метод определения приоритетных технических решений и конструктивных параметров ходовых систем

После получения задания на проектирование БНТС перед разработчиками встают следующие задачи (рис. 6): во-первых, определение возможного перечня альтернативных вариантов конструктивных исполнений БНТС; во-вторых, выполнение имитационного математического моделирования динамики БНТС на виртуальном полигоне для оценки достижимости заданных показателей подвижности и выбор наилучшего варианта с использованием МАИ.

Разработан метод прогнозирования подвижности БНТС при преодолении препятствий и движении по дорогам и местности с использованием виртуального полигона (рис. 6).



Рис. 6. Метод прогнозирования подвижности БНТС

Прогнозирование подвижности БНТС с использованием имитационного математического моделирования включает в себя комплекс мероприятий, направленных на оценку способности БНТС преодоления заданных препятствий на этапе проектирования. При этом определяются требуемые конструктивные параметры и характеристики ходовых систем БНТС для преодоления препятствий с максимально возможной энергоэффективностью.

В зависимости от функционального назначения и области применения БНТС должны быть проведены исследования условий эксплуатации, результатом которых являются:

- 1) перечень препятствий с геометрическими параметрами, преодоление которых должно обеспечить требуемый уровень подвижности;
- 2) геометрические размеры коридоров маневрирования;
- 3) физико-механические свойства опорных поверхностей, где возможно движение.

Определенные условия эксплуатации позволяют сформировать перечень значений показателей подвижности БНТС.

Для оценки подвижности в определенных условиях эксплуатации БНТС составляется формуляр показателей подвижности БНТС, табл. 1. Значения показателей назначаются в техническом задании. Их достижимость проверяется путем имитационного математического моделирования динамики БНТС при преодолении препятствий, движении по дорогам и местности.

Таблица 1

Формуляр показателей подвижности БНТС

Подвижность БНТС	Проходимость	показатели $N_1^П \dots N_K^П$
	Быстроходность	показатели $N_1^Б \dots N_L^Б$
	Автономность	показатели $N_1^А \dots N_M^А$

Для оценки подвижности БНТС в заданных условиях эксплуатации создается файловая база данных графически выполненных опорных поверхностей и препятствий с изменяемыми геометрическими и физико-механическими свойствами. Перечень препятствий и коридоров маневрирования определяется по результатам анализа условий эксплуатации и необходимых для оценки достижимости заданных показателей подвижности БНТС, зафиксированных в соответствующем формуляре. Следующим этапом в программных комплексах имитационного моделирования динамики систем тел разрабатываются математические модели БНТС с альтернативными вариантами ходовых систем.

Для проведения виртуальных испытаний разработана методика проведения вычислительного эксперимента, включающая возможные способы преодоления препятствий с варьированием скорости и направления движения БНТС (рис. 7). Вычислительный эксперимент осуществляется в программных комплексах имитационного моделирования динамики систем тел для каждого способа преодоления препятствий, определенного в методике, а также для всех альтернативных вариантов ходовых систем БНТС.

После проведения комплекса вычислительных экспериментов с успешным выполнением маневра фиксируются:

- 1) максимальная скорость выполнения маневра;
- 2) способ выполнения маневра;
- 3) требуемые характеристики энергетической установки;
- 4) нагрузочные режимы и виброударные воздействия;
- 5) затраты энергии на выполнение маневра.

Таким образом, метод прогнозирования подвижности позволяет сформировать требования к ходовым системам БНТС, к энергетической установке БНТС, к аппаратуре, находящейся на борту БНТС по стойкости к виброударным воздействиям, а также к управляющим воздействиям для выполнения маневра по преодолению препятствия.

Оценку эксплуатационных свойств БНТС на стадии проектирования целесообразно проводить методами имитационного математического моделирования, поскольку провести аналитические исследования на стадии проектирования по определению соответствующих характеристик не представляется возможным. В этой связи имитационное математическое моделирование движения БНТС в различных режимах на совокупности дорожно-грунтовых условий, а также преодоления им типовых препятствий, является основным методом исследования динамики БНТС.



Рис. 7. Методика проведения вычислительного эксперимента

Модели динамики БНТС, построенные на принципах, предложенных в работах А.С. Горобцова, В.Г. Бойкова, Д.Ю. Погорелова и др., учитывают в расчетных схемах ряд важных свойств, среди которых можно отметить: пространственный характер движения, произвольную структуру расчетной схемы, различные нелинейности в характеристиках упругих и демпфирующих элементов, многомерные детерминированные и случайные возмущения, упругие свойства отдельных тел, «большие перемещения» тел.

Модели динамики обеспечивают возможность включения моделей специфических взаимодействий, например, качение эластичного колеса по различным опорным поверхностям, взаимодействие гусеничного трака с грунтом, а также нехарактерных случаев взаимодействия с опорными поверхностями, например, взаимодействие боковой поверхности шины или корпуса БНТС. В основе моделирования динамики БНТС в данных комплексах лежит их представление системой абсолютно твердых или упругих тел, связанных типовыми шарнирами и силовыми элементами.

Программная реализация математических моделей динамики БНТС была получена с использованием комплекса инвариантного моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм». В программных комплексах смоделированы контактные движители различных конструкций путем создания сложной геометрии и расположения контактных точек. Математические модели БНТС с роторно-винтовым движителем (а), с колесно-шагающим движителем (б), с омни-колесами (в) и (г) с колесным движителем, реализующим боковое шагание, представлены на рис. 8.

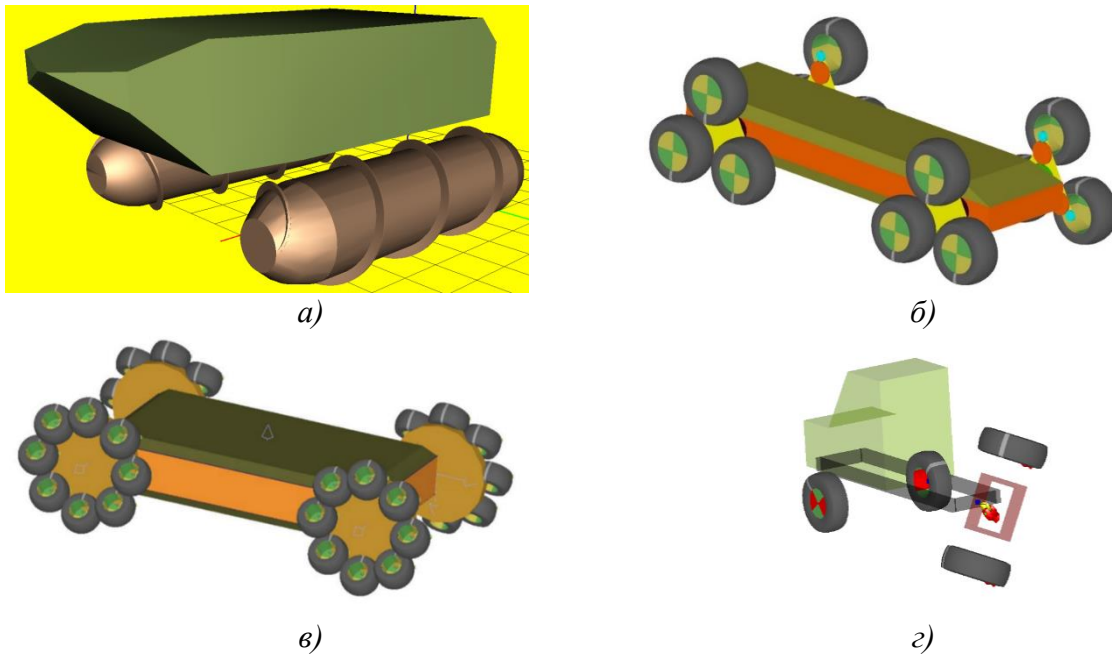


Рис. 8. Математические модели БНТС с контактными двигателями

Разработанный комплекс новых математических моделей БНТС, отличающихся возможностью моделирования «больших» перемещений и связанных с этим нехарактерных случаев взаимодействия двигателя с внешней средой, позволяет проводить теоретическое исследование подвижности.

Проведены экспериментальные исследования с целью оценки точности и адекватности математических моделей БНТС с разным конструктивным исполнением ходовых систем. Путем сравнения экспериментальных и расчетных данных, установлено, что расхождение результатов не превышает 10 %, а среднеквадратическое отклонение составляет не более 14 %. Разработанные для целей исследования математические модели движения БНТС следует считать адекватными.

Процесс проведения оценки показателя подвижности БНТС представлен на блок-схеме (рис.9).

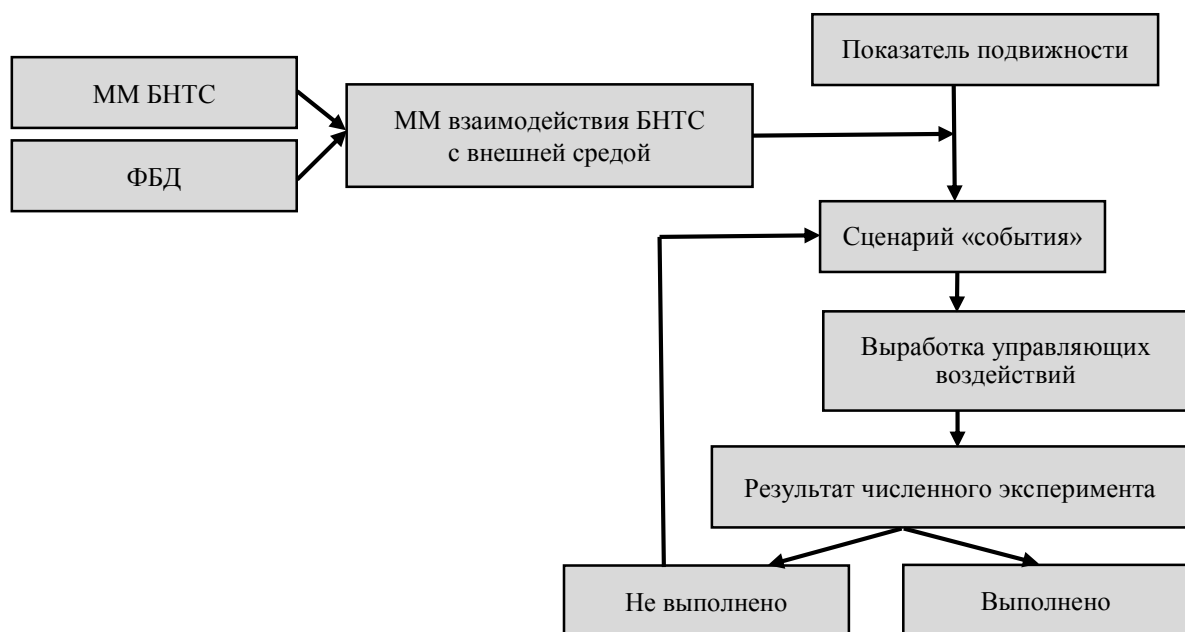


Рис. 9. Процесс проведения оценки показателя подвижности БНТС

Состав виртуальных испытаний определяется совокупностью эксплуатационных свойств, определенных в техническом задании на проектирование БНТС, а также формуляром заданных показателей подвижности.

По результатам анализа виртуальных испытаний для оценки показателей подвижности сформирована структура виртуального полигона, который состоит из файловой базы данных представлений полотна пути и препятствий. Он обладает вариативностью в части изменения геометрических характеристик, что позволяет использовать его для различного класса БНТС.

Проведены исследования удельной значимости показателей подвижности БНТС с колесным и гусеничным двигателем для условий эксплуатации, соответствующих средней полосе Европейской части территории РФ, с целью определения технического облика БНТС для заданных условий эксплуатации. Проведена экспертиза рассматриваемой проблемы на основе результатов имитационного математического моделирования с использованием шкалы относительной важности по парным сравнениям элементов иерархии.

Для первого уровня иерархии (рис. 4) матрица парных сравнений показателей оценки по степени их влияния на подвижность БНТС имеет вид, представленный в табл. 2.

Таблица 2

Матрица парных сравнений показателей первого уровня иерархий

	Проходимость	Быстроходность	Автономность
Проходимость	1	3	3
Быстроходность	1/3	1	1/2
Автономность	1/3	2	1

Проходимость БНТС имеет умеренное превосходство над быстроходностью и автономностью, и в тоже время автономность менее умеренно превосходит быстроходность, так как БНТС должно решать задачи в условиях несовместимых с психофизиологическими возможностями экипажа и иметь достаточную автономность для решения транспортных задач, при этом скорость движения менее существенна.

Максимальное значение матрицы равно 3,054. Нормированный главный собственный вектор матрицы, определяющий приоритетность показателей, представлен в табл. 3.

Таблица 3

Приоритетность показателей, определяющих подвижность

Проходимость	Быстроходность	Автономность
0,594	0,157	0,249

Индекс согласованности IS равен 0,027. Отношение согласованности OS равно 0,047 и находится в допустимых пределах.

Таким образом, при выборе технического облика БНТС предпочтение отдается проходимости. Второе место, занимает автономность, а третье – быстроходность.

Проведено исследование приоритетности оценочных показателей низших уровней в отношении показателей высокого уровня.

Результаты синтеза локальных приоритетов элементов иерархии позволяют судить о степени влияния составляющих низшего уровня иерархии на элемент, к которому они примыкают. Однако МАИ позволяет определить и значения глобальных приоритетов элементов низших уровней на общую цель. Для этого необходимо подняться по иерархическому дереву с уровня элемента, для которого вычисляется глобальный приоритет, до первого уровня. Для рассматриваемой иерархии проблемы формирования технического облика БНТС, приоритеты показателей уровня определяются умножением значения локального приоритета на зна-

чение приоритета показателя высшего уровня, с которым они соединяются, поскольку, начиная со второго уровня, каждый элемент низшего уровня примыкает только к одному элементу вышестоящего уровня.

Результаты синтеза глобальных приоритетов показателей различных уровней, к которым примыкают элементы с уровня альтернатив, представлены в табл. 4.

Таблица 4

Приоритеты критериев подвижности различных уровней

1	Опорная проходимость	0,3
2	Запас хода	0,218
3	Профильная проходимость	0,171
4	Динамичность	0,112
5	Преодоление препятствий с использованием специальных средств и свойств БНТС	0,085
6	Водоходные свойства	0,038
7	Устойчивость и управляемость	0,034
8	Техническая готовность	0,031
9	Вибронагруженность	0,011

Критерии расположены в порядке убывания влияния приоритета в достижении их общей цели – формировании технического облика БНТС, а сумма числовых значений приоритетов (удельных весов) равна единице.

Анализ приоритетов позволяет определить основные характеристики и свойства, которыми должно обладать БНТС. Так, сумма приоритетов трех показателей превосходит 0,65. Таким образом, именно опорная проходимость, запас хода и профильная проходимость определяют идеологию формирования технического облика БНТС и основные требования к его конструкции. Динамичность и преодоление препятствий с использованием специальных средств и свойств БНТС имеют примерно одинаковые приоритеты, следовательно, при формировании технического облика БНТС, им также необходимо уделить внимание. Анализ значений глобальных приоритетов оценочных показателей, полученных с использованием МАИ, важен для конструктора, поскольку они не только позволяют выбрать наилучший из альтернативных вариантов БНТС, но и определяют тенденции и основные принципы проектирования БНТС.

Для выбора наилучшего варианта технического облика рассмотрены варианты БНТС с колесным и гусеничным движителем, полученные по результатам имитационного моделирования на виртуальном полигоне (табл. 5).

Для выбора наилучшего варианта технического облика проведены парные сравнения альтернативных вариантов по показателям, представленным в табл. 4. После получения матриц суждений определены векторы локальных приоритетов альтернатив по каждому из показателей табл. 4. Затем определены глобальные приоритеты всех вариантов альтернатив БНТС путем суммирования произведений значений локальных приоритетов каждой альтернативы на глобальные приоритеты соответствующих показателей.

В результате получены следующие значения: $A_1 = 0,6149$ и $A_2 = 0,3851$. Таким образом, предпочтительнее вариант A_1 (БНТС с гусеничным движителем) по сравнению с вариантом A_2 (БНТС с колесным движителем).

Таблица 5

Варианты БНТС с колесным и гусеничным движителем

Показатели	Альтернатива А1	Альтернатива А2
Технический облик БНТС		
Давление на грунт, $кг / см^2$	0,2	1
Высота преодолеваемой стенки, $м$	1	0,8
Скорость на воде, $км / ч$	7	12
\varnothing разрушаемого дерева, $м$	0,3	0,2
Максимальная скорость, $км / ч$	60	110
Среднее квадратическое ускорение при движении, $м / с^2$	0,5	0,3
Скорость выполнения защитного маневра, $км / ч$	30	45
Запас хода, $км$	500	1000
Время технической готовности, $ч$	1	0,45

Заклучение

Обоснована совокупность эксплуатационных свойств, определяющих подвижность БНТС, отличающаяся от экипажных транспортных средств по измерителям (в части преодоления препятствий с применением специальных средств и режимов движения) и показателям, связанным с отсутствием человека на борту транспортного средства.

Установлено, что методы проектирования специально создаваемых транспортных средств для безэкипажного применения отсутствуют, а разработка новых методов определяется, прежде всего, учетом возможности «больших» перемещений, отсутствием ограничений по вибронегативности и скорости управляющих воздействий (реакции), а также описанием нехарактерных взаимодействий движителей с опорной поверхностью.

Установлено, что оценка показателей эксплуатационных свойств БНТС, определяющих подвижность, может быть выполнена путем имитационного математического моделирования движения на совокупности дорожно-грунтовых условий и при преодолении препятствий. Разработан комплекс новых математических моделей динамики БНТС в программных комплексах инвариантного моделирования динамики систем тел, отличающихся возможностью моделирования «больших» перемещений и связанных с этим нехарактерных случаев взаимодействия движителей с опорной поверхностью, позволяющий определять показатели подвижности БНТС.

Проведены экспериментальные исследования с целью оценки точности и адекватности математических моделей БНТС с разным конструктивным исполнением ходовых систем. Путем сравнения экспериментальных и расчетных данных установлено, что расхождение результатов не превышает 10 %, а среднеквадратическое отклонение составляет не более 14 %.

Разработанные для целей исследования математические модели движения БНТС следует считать адекватными.

Разработан новый метод прогнозирования подвижности БНТС с использованием имитационного математического моделирования на виртуальном полигоне, обладающем вариативностью геометрических характеристик и дорожно-грунтовых условий. Особенностью предложенного метода является комплекс вычислительных мероприятий, позволяющих уже на этапе проектирования оценить способность БНТС преодолевать заданные препятствия. При этом определяются требуемые конструктивные параметры ходовых систем БНТС для преодоления препятствий с максимальной энергоэффективностью. Для проведения виртуальных испытаний разработана методика проведения вычислительного эксперимента, включающая разнообразные способы преодоления препятствий с возможностью варьирования скорости и направления движения БНТС.

Разработан новый метод определения технического облика ходовых систем БНТС, отличающийся использованием научно обоснованной иерархии приоритетов эксплуатационных свойств, определяющих подвижность.

Проведено исследование приоритета критериев для определения технического облика БНТС с альтернативными (колесным или гусеничным) типами движителей. Определены приоритеты глобальных и локальных критериев подвижности. На основании проведенных экспертных оценок установлено, что для эксплуатации БНТС в условиях средней полосы европейской части территории Российской Федерации, приоритетность показателей, определяющих подвижность следующая: проходимость – 59,4 %; автономность – 24,9 % и быстроходность – 15,7 %. Для альтернативных вариантов БНТС с колесным и гусеничным движителем с использованием метода анализа иерархий доказано, что для обеспечения лучшей подвижности в заданных условиях эксплуатации предпочтительнее в 1,6 раза вариант с гусеничным движителем.

Совокупность научных методов разработки ходовых систем БНТС, обеспечивающих заданную подвижность, отличающихся использованием имитационного математического моделирования, позволяет решить проблему определения рациональных конструктивных параметров и оценки приоритетов технических решений на этапе проектирования.

Библиографический список

1. **Горобцов, А.С.** Управляемость многоопорного колесного транспортера / А.С. Горобцов, В.А. Шурыгин, В.А. Серов, В.О. Фирсова, А.С. Дьяков // Оборонная техника. – 2015. – № 9-10. – С. 124-128.
2. **Дьяков, А.С.** Анализ отечественного и зарубежного опыта создания безэкипажных наземных транспортных средств специального назначения / А.С. Дьяков // Труды НАМИ. – 2017. – № 4 (271). – С. 75-90.
3. **Дьяков, А.С.** Боковое шагание транспортной машины / А.С. Дьяков, Г.О. Котиев, М.В. Шивирев // Вестник машиностроения. – 2015. – № 11. – С. 86-88.
4. **Дьяков, А.С.** Научные методы проектирования ходовых систем наземных безэкипажных автономных платформ под монтаж вооружения / А.С. Дьяков // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXI Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (3–6 апреля 2018 г.). Т. 1. Вооружение, военная и специальная техника. – СПб., 2018. – С. 159-166.
5. **Дьяков, А.С.** Основы метода проектирования ходовых систем безэкипажных наземных транспортных средств / А.С. Дьяков, Г.О. Котиев // Труды НАМИ. – 2016. – № 4 (267). – С. 45-53.
6. **Дьяков, А.С.** Пути создания ходовых систем высокоподвижных безэкипажных наземных транспортных средств в интересах подразделений Воздушно-десантных войск и специального назначения / А.С. Дьяков // Тенденции развития военных наземных робототехнических комплексов для подразделений Воздушно-Десантных войск и специального назначения. Материалы научно-практической конференции (РВВДКУ, 23 ноября 2017 г.) – Рязань, 2017. – С. 52-67.
7. **Дьяков, А.С.** Решение задач профильной проходимости робототехнического комплекса с колесно-шагающим движителем с помощью математического моделирования / А.С. Дьяков, В.И. Ря-

занцев, Г.Г. Анкинович // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. – № 12. – С. 291-307.

8. **Котиев, Г.О.** Метод разработки ходовых систем высокоподвижных безэкипажных наземных транспортных средств / Г.О. Котиев, А.С. Дьяков // Известия Южного федерального университета. Технические науки. – 2016. – Т. 174, № 1. – С. 186-197.

*Дата поступления
в редакцию: 06.02.2019*

A.S. Diakov

SCIENTIFIC METHODS FOR THE DEVELOPMENT OF THE RUNNING SYSTEMS OF HIGH-MOBILE UNCOMPENDED GROUND VEHICLES

Bauman Moscow state technical university

Purpose: Confirmation of the possibility of achieving the specified parameters of the unmanned ground vehicles (BNTS) mobility at the design stage by determining the rational design parameters of the running systems using mathematical modeling of interaction with the external environment.

Methodology: Scientific methods of development of navigation systems that provide specified rates of mobility in the design phase, wherein the prediction of the cross, the rapidity and autonomy using virtual ground and method of analysis of hierarchy to determine the rational design parameters of navigation systems, BNTS and priority technical solutions; a set of new mathematical models of BNTS dynamics, characterized by the ability to simulate «large» movements and associated non-typical cases of interaction of propellers with the support surface; a set of operational properties that determine the mobility of ground BNTS, characterized by the absence of restrictions imposed by the psycho-physiological capabilities of the crew; a method for predicting the mobility of BNTS, characterized by the use of virtual field tests; the method of formation of the technical appearance of running systems, characterized by the use of science-based hierarchy of priorities of operational properties that determine the mobility of the BNTS.

Findings: for practical use in the design of running systems of high-mobility BNTS and predicting mobility in the specified operating conditions are developed:

1. The complex of computer programs that allows to simulate the dynamics of the BNTS movement on the virtual ground and, thereby, to reduce the design time.
2. Software «Virtual polygon», which has the variability in terms of changes in the geometric characteristics and physical and mechanical properties of road and soil conditions and obstacles to use in the development of BNTS and comparative virtual tests.
3. Software for selection of priority technical solutions for running systems BNTS at the design stage using the method of analysis of hierarchies.

Limitations of research: This study serves as a starting point for further research in the field of running systems BNTS.

Originality: The scientific novelty of the work lies in the creation of a new method for the development of running systems BNTS, providing specified mobility indicators at the design stage, characterized by the prediction of patency, speed and autonomy using a virtual polygon and the method of hierarchy analysis to determine the rational design parameters of running systems BNTS and the choice of priority technical solutions.

Key words: specific ground vehicle; design methods; math modeling; virtual range; mobility; operational properties; method of analysis of hierarchies; «great» movements.

УДК 629.365

Д.А. Дубин¹, О.А. Наказной¹, В.А. Неверов²

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОТКАЗОВ ПОДВЕСОК ИНДИВИДУАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ НА СРЕДНЮЮ СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)¹
Московский политехнический университет²

Представлены результаты расчетно-теоретического исследования по оценке влияния выхода из строя упругих элементов подвесок на среднюю скорость движения гусеничной машины полной массой 45 тонн. Получены скоростные характеристики машины, определены функции быстроходности, а также средние технические скорости по системе подрессоривания при отказе каждой подвески. Определена степень влияния отказа каждой подвески на среднюю скорость движения гусеничной машины.

Ключевые слова: гусеничная машина, система подрессоривания, отказ подвески, средняя скорость.

Современные быстроходные гусеничные машины (БГМ), обладая высокими показателями проходимости и автономности, используются для решения широкого спектра транспортных задач в регионах с труднодоступными участками местности и в условиях бездорожья. Скорость движения гусеничной машины (ГМ) по неровностям местности в основном ограничивается системой подрессоривания [1-3] и зависит от ее технических характеристик, а также от исправного состояния деталей и узлов подвесок. Наиболее характерным видом отказа торсионной системы подрессоривания, не приводящего при этом к полной потере подвижности, является разрушение упругого элемента подвески – торсионного вала. Для ГМ тяжелой весовой категории подобный вид отказа, как правило, не устраняется на месте поломки. Машина продолжит выполнение поставленной задачи с неисправной подвеской, что, в свою очередь, приведет к ухудшению показателей плавности хода, а, следовательно, к вынужденному снижению механиком-водителем скорости движения. Целью данного исследования является количественная оценка влияния отказа каждой подвески на среднюю скорость движения ГМ, что может быть использовано при оценке показателя подвижности машины с учетом подобного вида неисправности.

Исследование проводилось для БГМ полной массой 45 тонн (рис. 1) с задним расположением моторно-трансмиссионного отделения. Система подрессоривания корпуса БГМ – индивидуальная торсионная. Амортизаторы рычажно-лопастного типа расположены на первых, вторых и шестых подвесках. Упругая и демпфирующая характеристики подвесок приведены на рис. 2.

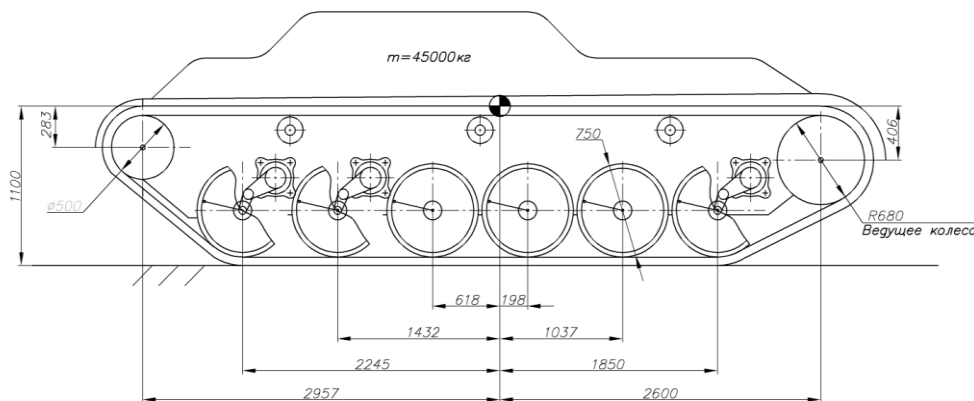


Рис. 1. Схема ходовой части исследуемого гусеничного шасси

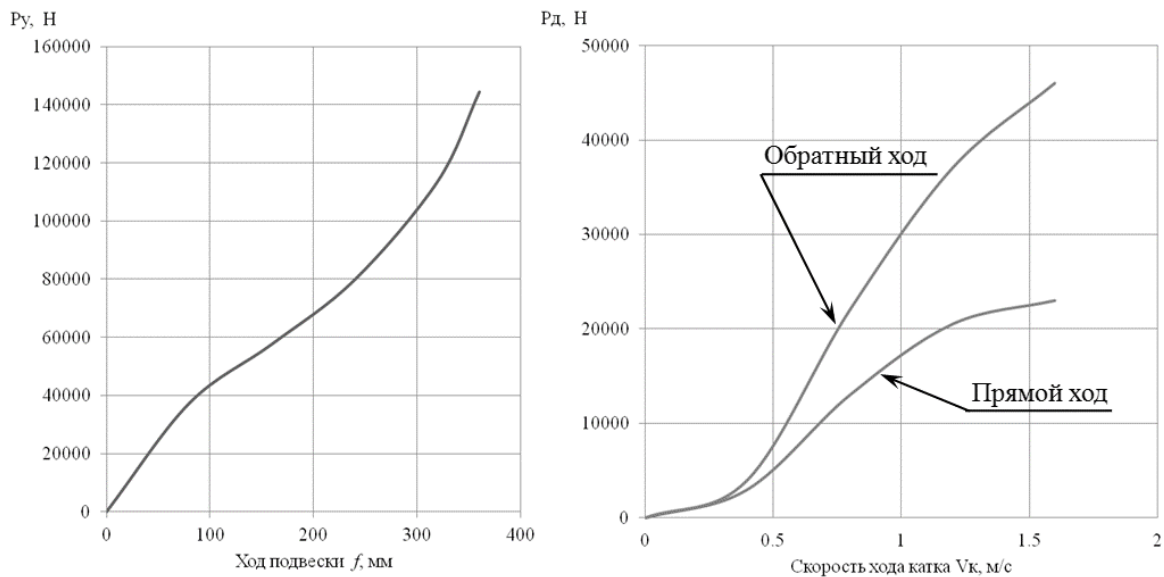


Рис. 2. Упругая и демпфирующая характеристики подвесок исследуемой БГМ

Методика проведения исследования

Анализ влияния отказов узлов подвесок на подвижность БГМ проводился на основе сравнительной оценки средних скоростей движения машины, которые могут быть реализованы по системе поддрессоривания при отказе упругого элемента одной из подвесок. Исследование проводилось с использованием методов и средств численного моделирования движения ГМ по неровностям местности [1, 4] и состояло из трех этапов.

I этап. Построение скоростных характеристик. Этап заключается в моделировании процесса движения ГМ с заданной скоростью по периодическому профилю. Результатом моделирования является реализация ускорений в функции времени, действующих на месте механика-водителя в процессе движения ГМ. На основании полученных результатов проводится построение скоростных характеристик для каждого случая отказа, отражающих зависимость высот проходных неровностей по предельно допускаемым ускорениям от скорости движения ГМ.

II этап. Построение функций быстроходности. По имеющимся скоростным характеристикам проводится построение функций быстроходности [4], которые позволяют оценить среднюю техническую скорость по системе поддрессоривания при отказе i -ой подвески.

III этап. Определение коэффициентов влияния отказа подвесок на среднюю скорость движения. На основании полученных данных о средней технической скорости для каждого расчетного случая формируются выводы о степени влияния отказа на эксплуатационные характеристики БГМ.

Имитационная модель движения ГМ по неровностям местности реализована в программном комплексе Matlab/Simulink, который широко применяется в задачах моделирования динамики движения и рабочих процессов гусеничных и колесных машин [5-7]. Расчетная схема представлена на рис. 3. В расчетах принималось, что профиль трассы недеформируемый, система симметрична относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести корпуса машины, корпус ГМ абсолютно жесткий, а трение в шарнирах и подшипниках пренебрежимо мало. Величина проекции скорости центра масс машины на горизонтальную ось постоянна. Гусеничный движитель представлен упругой невесомой нитью, натяжение которой на всех участках одинаково.

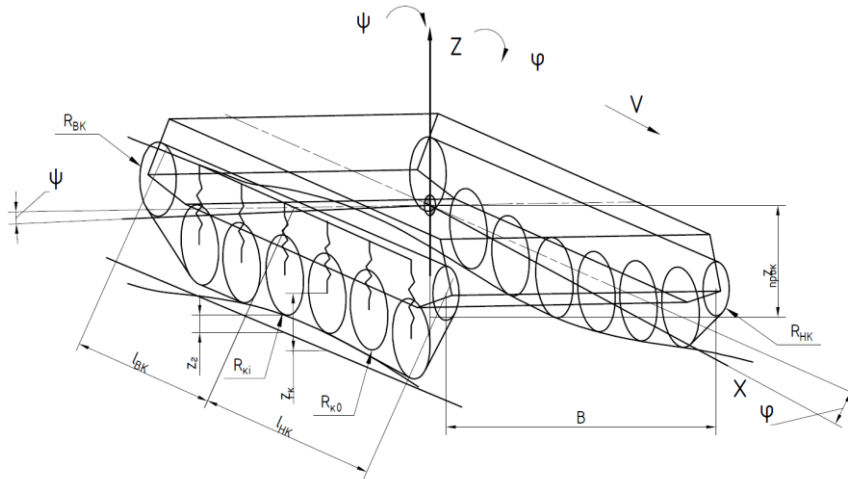


Рис. 3. Расчетная схема ГМ

Согласно расчетной схеме уравнения динамики корпуса ГМ как колебательной системы могут быть записаны в следующем виде:

$$m_{\Gamma M} \ddot{z}_{\text{корп}} + m_{\Gamma M} g = 2 \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} + P_{\text{шВК}} + P_{\text{шНК}} - P_{\Gamma} (\sin \alpha_{\text{ВК}} + \sin \alpha_{\text{НК}}) \right); \quad (1)$$

$$\ddot{\phi} I_{\Gamma M \text{ прод}} = 2 \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} l_{ki} + (P_{\text{шВК}} - P_{\Gamma} \sin(\alpha_{\text{ВК}} - \phi)) l_{\text{ВК}} + (P_{\text{шНК}} - P_{\Gamma} \sin(\alpha_{\text{НК}} - \phi)) l_{\text{НК}} \right); \quad (2)$$

$$\ddot{\psi} I_{\Gamma M \text{ попер}} = \frac{B}{2} \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} + P_{\text{шВКП}} - P_{\Gamma \text{ П}} \sin(\alpha_{\text{ВКП}} - \phi) + P_{\text{шНКП}} - P_{\Gamma \text{ П}} \sin(\alpha_{\text{НКП}} - \phi) \right) - \frac{B}{2} \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} + P_{\text{шВКЛ}} - P_{\Gamma} \sin(\alpha_{\text{ВКЛ}} - \phi) + P_{\text{шНКЛ}} - P_{\Gamma \text{ Л}} \sin(\alpha_{\text{НКЛ}} - \phi) \right); \quad (3)$$

где $m_{\Gamma M}$ – масса гусеничной машины; $\ddot{z}_{\text{корп}}$ – вертикальные ускорения центра масс корпуса; $P_{\text{подв}i}$ – усилие в подвеске i -го катка; n – число катков по борту; $P_{\text{шВК}}, P_{\text{шНК}}$ – реакции в шинах ведущего и направляющего колес (ВК и НК), соответственно; P_{Γ} – сила натяжения гусеницы; $\alpha_{\text{ВК}}, \alpha_{\text{НК}}$ – углы наклона задней и передней ветвей гусеницы, соответственно; l_{ki} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси i -го опорного катка; $l_{\text{ВК}}, l_{\text{НК}}$ – расстояние по горизонтали от центра масс до оси ведущего и направляющего колес соответственно; $\phi, \ddot{\phi}$ – угол поворота корпуса относительно оси, проходящей через центр масс, и его вторая производная (угловое ускорение) соответственно; $\ddot{\psi}$ – угловое ускорение корпуса ГМ в поперечной плоскости; $I_{\Gamma M \text{ прод}}, I_{\Gamma M \text{ попер}}$ – момент инерции корпуса относительно продольной и поперечной осей соответственно, проходящих через центр масс.

Равновесие узла подвески (рис. 4) записывается в следующем виде:

$$m_{ki} \ddot{z}_{ki} + m_{ki} g = -P_{\text{подв}i} + P_{\text{ш}i} + P_{\Gamma} (\sin \alpha_{1i} + \sin \alpha_{2i}), \quad (4)$$

где m_{ki} – масса i -го катка; \ddot{z}_{ki} – вертикальное ускорение i -го катка; $P_{\text{ш}i}$ – реакция в шине катка; α_{1i}, α_{2i} – углы наклона ветвей гусеницы справа и слева от катка.

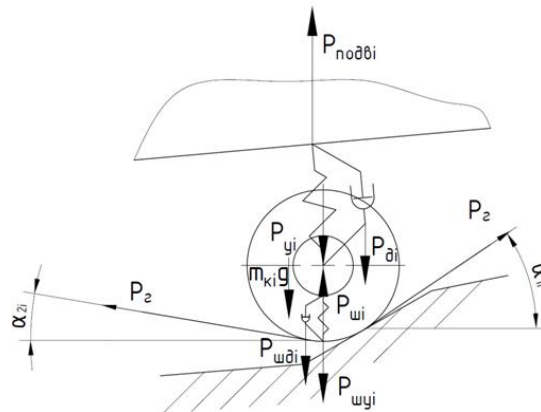


Рис. 4. Расчетная схема узла подвески

Усилие в подвесках определяется как реакция упругого и демпфирующего элементов на возмущающее воздействие со стороны профиля дороги:

$$\begin{aligned} P_{\text{подв}i} &= P_{yi} + P_{di}; \\ P_{yi} &= P_y(f_{ki}); \\ P_{di} &= P_d(\dot{f}_{ki}). \end{aligned} \tag{5}$$

Ход катка и его скорость зависят не только от перемещения оси катка, но и от вертикального и углового перемещения (и их производных) корпуса ГМ:

$$f_{ki} = -z_{\text{корп}} - \varphi l_{ki} + z_{ki} - h_{ki}; \tag{6}$$

$$\dot{f}_{ki} = -\dot{z}_{\text{корп}} - \dot{\varphi} l_{ki} + \dot{z}_{ki}, \tag{7}$$

где h_{ki} – расстояние от центра масс до оси катка при нулевом ходе подвески.

После получения каждой характеристики проводится построение функции быстроходности [5] по системе поддрессоривания $F_{сп}(v)$ (рис. 5).

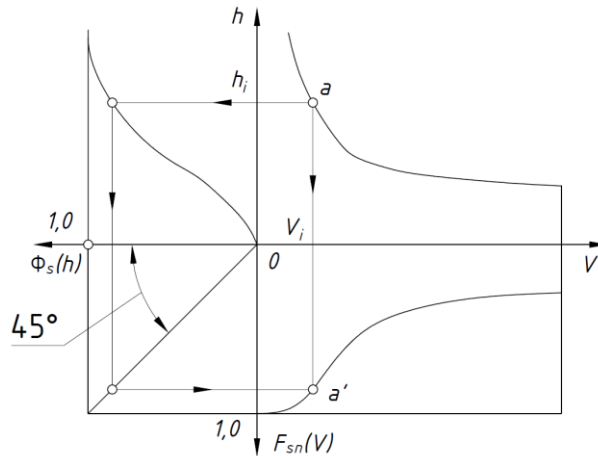


Рис. 5. Определение функции быстроходности $F_{сп}(v)$ по системе поддрессоривания

При построении функции быстроходности использовалась функция распределения по пути случайных высот неровностей $\Phi_s(h)$ (рис. 6):

$$\Phi_s(h) = 1 - \exp\left(-\frac{h^2}{2\sigma_h^2}\right), \tag{8}$$

где h , м – высота неровности профиля пути, $\sigma_h = 0,115$, м – среднеквадратическое отклонение случайных высот неровностей.

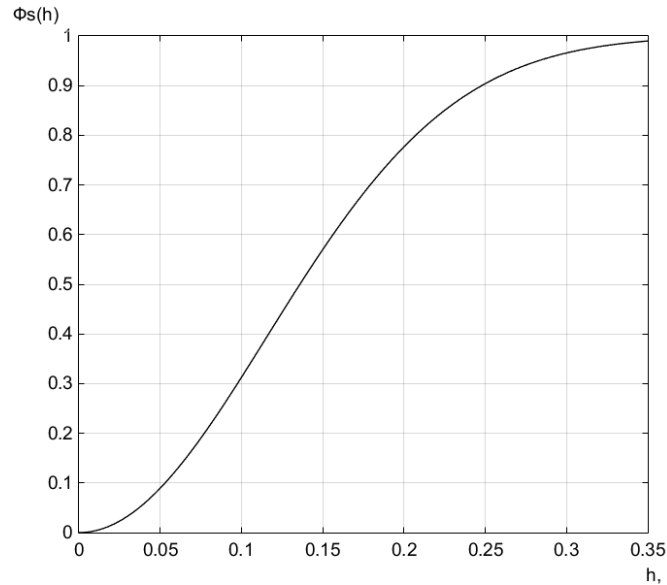


Рис. 6. Расчетная функция распределения по пути случайных высот неровностей

Используя данные о максимальной мощности силовой установки ГМ и ее массе, функция быстроходности $F_{сп}(v)$ перестраивается в функцию распределения вероятности случайной скорости движения гусеничной машины по пути $\Phi_{ст}(f_{yc})$ (рис. 7).

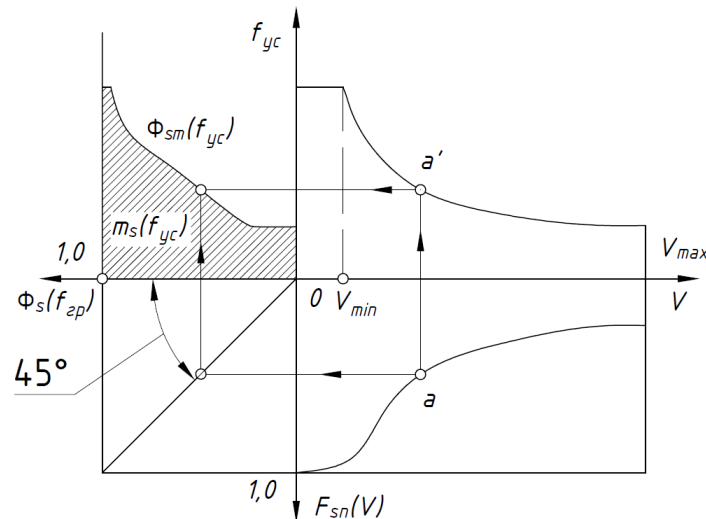


Рис. 7. Распределение вероятности случайной скорости движения гусеничной машины по пути $\Phi_{ст}(f_{yc})$

Вычисляя площадь под построенной кривой, определяется средняя техническая скорость ГМ по системе подрессоривания.

$$v_{cp} = \frac{N_{уд.гр.}}{\int_{v_{min}}^{v_{max}} \frac{N_{уд.гр.}}{v} \varphi_{so}(v) dv}, \tag{9}$$

где $N_{уд.гр.}$ – удельная мощность двигателя, реализуемая на грунте, $\varphi_{so}(v)$ – плотность распределения функции быстроходности.

Зависимость $N_{уд.гр.}/v$ определяет условную силу тяги f_{yc} идеальной гусеничной машины, в силовой цепи которой отсутствуют потери мощности. Тогда зависимость (9) представляется в следующем виде:

$$v_{cp} = \frac{N_{уд.гр.}}{m_s(f_{yc})}, \tag{10}$$

где $m_s(f_y)$ – площадь, заключенная между кривой $\Phi_{ст}(f_{yc})$ и осью $0-\Phi_s$ (на рис. 7 показана как заштрихованная область).

Коэффициент влияния отказа i -ой подвески на среднюю скорость движения ГМ, как условный показатель эффективности будет определяться следующим образом:

$$C_i = \frac{W_0 - W_1}{W_0} = \frac{v_{ср0} - v_{ср1}}{v_{ср0}}, \quad (11)$$

где W_0 – эффективность системы (изделия) до отказа, W_1 – эффективность системы (изделия) после отказа.

Результаты исследования

С использованием разработанной имитационной модели движения ГМ проведено моделирование ситуации отказа упругого элемента последовательно для каждой подвески вдоль одного борта. В результате были получены скоростные характеристики исправной машины (рис. 8) и с учетом отказа каждой из подвесок (рис. 9) для трех длин волн гармонического профиля пути.

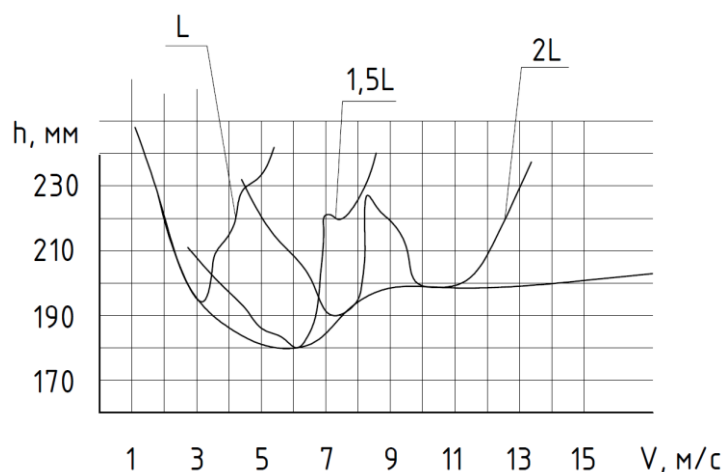


Рис. 8. Частные скоростные характеристики машины с исправными подвесками, где L -база машины

Анализ полученных данных показал, что отказ упругих элементов в независимых подвесках существенно влияет на скорость движения, которую может реализовать механик-водитель при движении ГМ по неровностям местности без достижения предельно допустимых ускорений или «пробоев» – ударов балансиров в ограничители хода (табл. 2). При отказе первой подвески средняя скорость движения, реализованная по системе поддрессоривания, снизится на 26,4 % (удар направляющего колеса о грунт), тогда как снижение скорости из-за отказа задней подвески составляет 38,4 % (удар ведущим колесом). Разрушение упругого элемента одной из средних подвесок увеличивает вероятность «пробоя», при этом отказ второй подвески оказывает наименьшее влияние (3,2 %) на среднюю скорость движения. Одинаковое влияние на среднюю скорость оказывают выходы из строя четвертой и пятой подвесок. Снижение скорости в таком случае составляет 19,4 % и 19,8 % соответственно. В случае отказа третьей подвески средняя скорость уменьшится на 11,4 %.

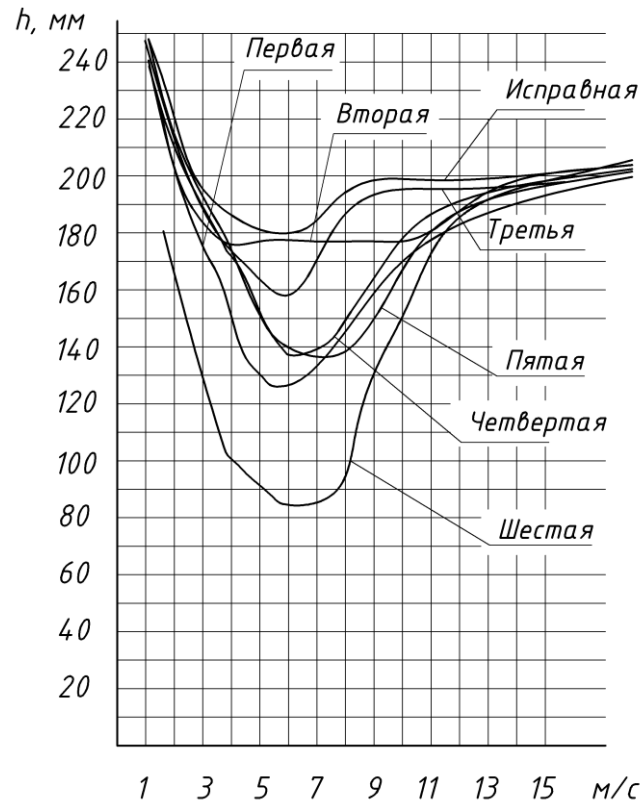


Рис. 9. Скоростные характеристики машины с учетом отказа упругого элемента i -ой подвески

Таблица 2

Критичность отказа

Номер отказанной подвески	Значение площади $m_s(f_y)$	Значение средней скорости $v_{ср}$, м/с	C_i
Исправное состояние	0,195	8,38	-
1	0,245	6,17	0,264
2	0,201	8,12	0,031
3	0,220	7,42	0,114
4	0,242	6,75	0,194
5	0,243	6,72	0,198
6	0,364	5,15	0,384

Заключение

В результате проведенного исследования установлено, что наиболее критичными с точки зрения влияния на среднюю скорость движения гусеничных машин являются отказы крайних подвесок. Разрушение упругого элемента первой подвески приведет к снижению скорости по системе поддрессоривания на 26,4 %, а при отказе шестой подвески потеря в скорости составит 38,4 %. Отказ средних подвесок приводит к снижению средней скорости на 3,2-19,8 %.

Библиографический список

1. **Дмитриев, А.А.** Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
2. **Котиев, Г.О.** Комплексное поддресоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
3. **Котиев, Г.О.** Пути повышения быстроходности гусеничных машин транспортного назначения / Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач, И.А. Смирнов, С.А. Бекетов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2014. № 2. – С. 114-119.
4. **Дядченко, М.Г.** Основы расчета систем поддресоривания гусеничных машин на ЭВМ / М.Г. Дядченко, Г.О. Котиев, В.Н. Наумов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 30 с.
5. **Савочкин, А.В.** Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / А.В. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
6. **Горелов, В.А.** Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном / В.А. Горелов, Б.В. Падалкин, О.И. Чудаков // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2017. – № 2. – С. 121-138.
7. **Горелов, В.А.** Математическая модель прямолинейной динамики по недеформируемому опорному основанию седельного автопоезда с активным полуприцепом / В.А. Горелов, Г.Г. Анкинович, О.И. Чудаков // Вестник Машиностроения. – 2017. – № 3. – С. 37-42.
8. **Сарач, Е.Б.** Исследование тепловой нагруженности пневмогидравлической рессоры гусеничной машины легкой весовой категории / Е.Б. Сарач, О.А. Наказной, А.А. Ципилев // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2016. – № 11.

*Дата поступления
в редакцию: 06.02.2019*

D.A. Dubin¹, O.A. Nakaznoi¹, V.A. Neverov²

**ANALYSIS OF THE SUSPENSION FAILURE IMPACT
ON THE TRACKED VEHICLE SPEED**

Bauman Moscow state technical university¹
Moscow polytechnic university²

Purpose: Demonstration of the suspension failure impact on the speed of a tracked vehicle weighing 45 tons.

Design/methodology/approach: The research was carried out by the method of simulation of the vehicle movement.

Results: The speed characteristics of the machine are constructed, speed functions are determined, as well as the average technical speeds for the suspension system in case of failure of one of the suspensions. As a result, the price of failure is determined by the effect on the average speed of the tracked vehicle for each failed suspension along one side.

Key words: tracked vehicles, suspension system, suspension failure, average speed, failure price.

УДК 629.113

П.Е. Дмитриев¹, С.Е. Манянин¹, Ю.И. Палутин², А.С. Слюсарев³

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КРУТИЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ТРАНСМИССИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ КОЛЕСА ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия²
Волжский государственный университет водного транспорта³

Технико-эксплуатационные свойства автомобиля лимитируются условиями взаимодействия колесного движителя с дорогой. Одной из приоритетных задач повышения эффективности использования автотранспортных средств является совершенствование системы «двигатель – грунт». Приводятся уравнения движения без проскальзывания абсолютно жесткого колеса по абсолютно жесткой дороге с неровным профилем; определяется способ построения функции ординат профиля дороги; выполнен анализ решений нелинейного дифференциального уравнения движения колеса.

Ключевые слова: технико-эксплуатационные свойства автомобиля, колесный движитель, динамическая модель качения, крутящий момент, система «двигатель – грунт».

Технико-эксплуатационные свойства автомобиля лимитируются условиями взаимодействия колесного движителя с дорогой. В связи с этим одной из приоритетных задач повышения эффективности использования автотранспортных средств является совершенствование системы «двигатель – грунт». Существующие теории не обеспечивают требуемой объяснительной и предсказательной функций, поэтому задача построения динамической модели качения колесного движителя по неровной дороге и решение ее в аналитическом виде является актуальной.

Построение расчетной схемы и уравнений движения колесного движителя

На рис. 1 представлена динамическая схема абсолютно жесткого колеса, катящегося без проскальзывания по абсолютно жесткой дороге с неровным профилем.

Запишем сумму проекций сил, приложенных к колесному движителю, на ось n , τ :

$$\sum F_n = 0;$$

$$R_n - F_{uy} \cdot \cos(\alpha) + F_{ux} \cdot \sin(\alpha) - G \cdot \cos(\alpha) = 0; \quad (1a)$$

$$R_\tau - F_{uy} \cdot \sin(\alpha) - F_{ux} \cdot \cos(\alpha) - G \cdot \sin(\alpha) = 0, \quad (1б)$$

где R_n – нормальная реакция, действующая на колесный движитель со стороны дороги; R_τ – продольная реакция, действующая на колесный движитель со стороны дороги; $F_{ux} = m \cdot \ddot{x}_O$ – горизонтальная составляющая силы инерции неподрессоренной массы m , связанной с колесным движителем; \ddot{x}_O – горизонтальная составляющая ускорения центра (точка O) колесного движителя; $F_{uy} = m \cdot \ddot{y}_O$ – вертикальная составляющая силы инерции неподрессоренной массы m , связанной с колесным движителем; \ddot{y}_O – вертикальная составляющая ускорения центра (точка O) колесного движителя; $G = m \cdot g$ – вес неподрессоренной массы m , связанной с колесным движителем; $g = 9,81 \frac{M}{c^2}$ – ускорение свободного падения; α – угол между вертикалью и касательной к профилю дороги в точке контакта колесного движителя с дорогой (точка P).

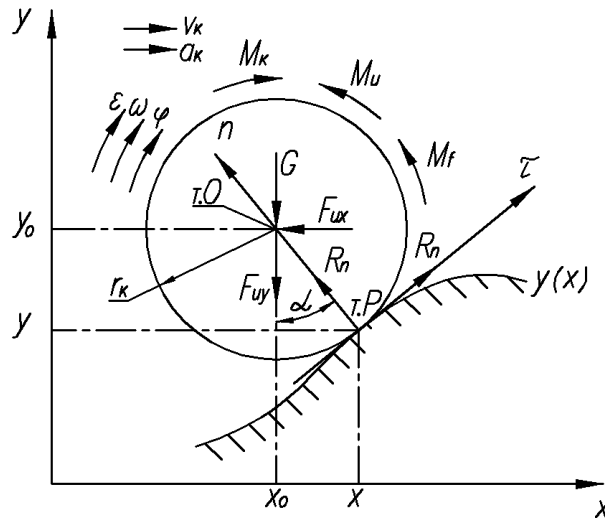


Рис. 1. Схема колеса

Запишем сумму моментов, приложенных к колесному движителю, относительно точки O:

$$\sum M_O = 0; \quad M_K - M_u - M_f - R_\tau \cdot r_K = 0, \quad (2)$$

где M_K – крутящий момент, подводимый к колесному движителю от полуоси; $M_u = J_K \cdot \varepsilon$ – инерционный момент, оказывающий сопротивление ускоренному вращению колесного движителя; J_K – момент инерции колесного движителя; $\varepsilon = \ddot{\varphi}$ – угловое ускорение колесного движителя; $M_f = R_n \cdot f \cdot r_K$ – момент сопротивления качению колесного движителя; f – коэффициент сопротивления качению колесного движителя; r_K – радиус колесного движителя.

Подставим в уравнение (2) выражения для крутящих моментов:

$$M_K - J_K \cdot \ddot{\varphi} - R_n \cdot f \cdot r_K - R_\tau \cdot r_K = 0. \quad (3)$$

Выразим из уравнений (1a), (1б) величины R_n , R_τ и подставим в (3):

$$\begin{aligned} R_n &= m \cdot \ddot{y}_O \cdot \cos(\alpha) - m \cdot \ddot{x}_O \cdot \sin(\alpha) + m \cdot g \cdot \cos(\alpha); \\ R_\tau &= m \cdot \ddot{y}_O \cdot \sin(\alpha) + m \cdot \ddot{x}_O \cdot \cos(\alpha) + m \cdot g \cdot \sin(\alpha); \\ M_K - J_K \cdot \ddot{\varphi} - \{m \cdot \ddot{y}_O \cdot \cos(\alpha) - m \cdot \ddot{x}_O \cdot \sin(\alpha) + m \cdot g \cdot \cos(\alpha)\} \cdot f \cdot r_K - \\ &\quad - \{m \cdot \ddot{y}_O \cdot \sin(\alpha) + m \cdot \ddot{x}_O \cdot \cos(\alpha) + m \cdot g \cdot \sin(\alpha)\} \cdot r_K = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Сгруппируем в уравнении (4) слагаемые, при \ddot{x}_O , \ddot{y}_O , g :

$$\begin{aligned} M_K - J_K \cdot \ddot{\varphi} + \ddot{x}_O \cdot m \cdot r_K [f \cdot \sin(\alpha) - \cos(\alpha)] - \ddot{y}_O \cdot m \cdot r_K [f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] - \\ - m \cdot g \cdot r_K [f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

В уравнении (5) переменные \ddot{x}_O , \ddot{y}_O , $\ddot{\varphi}$, α являются взаимозависимыми, поэтому, чтобы уменьшить число переменных, выразим \ddot{x}_O , \ddot{y}_O через остальные.

Модуль вектора скорости центра колесного движителя (точка O) при качении без проскальзывания определяется по формуле:

$$|v| = \dot{\varphi} \cdot r_K,$$

а его направление соответствует касательной τ .

Проекция вектора скорости центра колесного движителя на горизонтальную x и вертикальную y оси соответственно:

$$\begin{aligned} \dot{x}_O &= \dot{\varphi} \cdot r_K \cdot \cos(\alpha); \\ \dot{y}_O &= \dot{\varphi} \cdot r_K \cdot \sin(\alpha). \end{aligned} \quad (6)$$

Проекции вектора ускорения центра колесного движителя на горизонтальную x и вертикальную y оси соответственно определяются дифференцированием выражений (6):

$$\begin{aligned} \ddot{x}_O &= \ddot{\varphi} \cdot r_K \cdot \cos(\alpha) - \dot{\varphi} \cdot r_K \cdot \sin(\alpha) \cdot \dot{\alpha}; \\ \ddot{y}_O &= \ddot{\varphi} \cdot r_K \cdot \sin(\alpha) + \dot{\varphi} \cdot r_K \cdot \cos(\alpha) \cdot \dot{\alpha}. \end{aligned} \quad (7)$$

Подставим выражения (7) в уравнение (5) и соберем подобные слагаемые:

$$\begin{aligned} M_K - J_K \cdot \ddot{\varphi} + m \cdot r_K [f \cdot \sin(\alpha) - \cos(\alpha)] \cdot [\ddot{\varphi} \cdot r_K \cdot \cos(\alpha) - \dot{\varphi} \cdot r_K \cdot \sin(\alpha) \cdot \dot{\alpha}] - \\ - m \cdot r_K [f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] \cdot [\ddot{\varphi} \cdot r_K \cdot \sin(\alpha) + \dot{\varphi} \cdot r_K \cdot \cos(\alpha) \cdot \dot{\alpha}] - m \cdot g \cdot r_K [f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] = 0; \\ M_K - \ddot{\varphi} \cdot [J_K + m \cdot r_K^2] - \dot{\varphi} \cdot \dot{\alpha} \cdot m \cdot r_K^2 \cdot f - m \cdot g \cdot r_K [f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Уравнение (8) содержит две переменные φ и α , которые, в случае движения колесного движителя без проскальзывания, должны однозначно выражаться друг через друга, то есть необходимо найти зависимость $\alpha = \alpha(\varphi)$. Но угол поворота колесного движителя φ выражается через длину дуги S профиля дороги по формуле:

$$s = \varphi \cdot r_K \text{ или } \varphi = \frac{s}{r_K}.$$

Таким образом, для установления зависимости $\alpha = \alpha(\varphi)$ необходимо найти так называемое «натуральное» уравнение кривой $\alpha = \alpha(s)$, описывающей ординаты профиля дороги.

Построение функции ординат профиля дороги

Как правило, неровности дороги моделируют синусоидальным законом, но в данном случае применение такой кривой неудобно, ввиду того, что ее натуральное уравнение не выражается в элементарных функциях.

Подберем функцию ординат профиля дороги $y=y(x)$ из следующих соображений:

- вид функции должен отражать, по крайней мере, основные характерные черты профиля дороги: иметь ограниченную осцилляцию значений, не иметь разрывов и неоднозначностей;
- меть простое натуральное уравнение, выражающееся в элементарных функциях.

Выбор подходящей функции основывается на следующих соображениях. Будем искать функцию ординат профиля дороги $y=y(x)$ в параметрическом виде от натурального параметра s (длины дуги):

$$\begin{cases} x = x(s); \\ y = y(s). \end{cases} \quad (9)$$

Функции (9) связаны с α (угол наклона касательной к кривой в точке, определяемой s) соотношениями:

$$\begin{cases} \frac{dx}{ds} = \cos(\alpha); \\ \frac{dy}{ds} = \sin(\alpha). \end{cases} \quad (10)$$

Продифференцируем соотношения (10) по s :

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{ds^2} = -\sin(\alpha) \cdot \frac{d\alpha}{ds}; \\ \frac{d^2y}{ds^2} = \cos(\alpha) \cdot \frac{d\alpha}{ds}. \end{cases} \quad (11)$$

Величина $\frac{d\alpha}{ds} = \rho(s)$ – является по определению кривизной кривой.

Уравнения (11) с учетом выражения для кривизны и формул (10) запишутся в виде:

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{ds^2} = -\rho(s) \cdot \frac{dy}{ds}; \\ \frac{d^2y}{ds^2} = \rho(s) \cdot \frac{dx}{ds}. \end{cases} \quad (12)$$

Решая систему двух дифференциальных уравнений второго порядка (12) получим решения $x(s)$, $y(s)$ для любой заданной кривизны $\rho(s)$.

Следует заметить, что мы свободны в выборе только четырех произвольных постоянных и длины кривой L , поэтому нельзя задать положения и наклоны обоих концов кривой, так как для этого нужно иметь шесть условий.

Примем $\rho(s) = \mu \cdot \cos(\chi \cdot s)$, где $\mu = \frac{\pi}{3}$, $\chi = 1$, тогда система уравнений (12) примет вид:

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{ds^2} = -\frac{\pi}{3} \cos(s) \cdot \frac{dy}{ds}; \\ \frac{d^2y}{ds^2} = \frac{\pi}{3} \cos(s) \cdot \frac{dx}{ds}. \end{cases} \quad (13)$$

Решение системы двух дифференциальных уравнений второго порядка с периодическими коэффициентами (13) для визуализации графика решения и определения его соответствия требованию (1) выполнено в MathCAD (рис. 2).

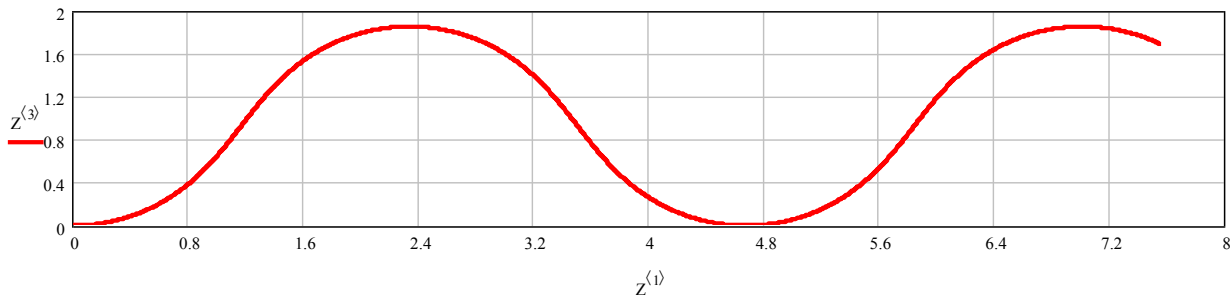


Рис. 2. Кривая ординат профиля дороги

Для нахождения зависимости $\alpha = \alpha(s)$ воспользуемся формулой:

$$\frac{d\alpha}{ds} = \mu \cdot \cos(\chi \cdot s); s \quad (14)$$

$$d\alpha = \mu \cdot \cos(\chi \cdot s) \cdot ds, \text{ откуда}$$

$$\alpha = \int \mu \cdot \cos(\chi \cdot s) \cdot ds = \frac{\mu}{\chi} \sin(\chi \cdot s) = \frac{\mu}{\chi \cdot r_K} \sin(\chi \cdot r_K \cdot \varphi); \quad (15)$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\frac{\mu}{\chi \cdot r_K} \sin(\chi \cdot r_K \cdot \varphi) \right] = \mu \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(r_K \cdot \chi \cdot \varphi). \quad (16)$$

Подставим выражения (15), (16) с учетом $\mu = \frac{\pi}{3}$, $\chi = 1$ в уравнение (8), окончательно получим:

$$M_K - \ddot{\varphi} \cdot [J_K + m \cdot r_K^2] - (\dot{\varphi})^2 \cdot \frac{\pi}{3} \cdot m \cdot (r_K)^2 \cdot f \cdot \cos(r_K \cdot \varphi) - \\ - m \cdot g \cdot r_K \left[f \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} \cdot \frac{\sin(r_K \cdot \varphi)}{r_K}\right) + \sin\left(\frac{\pi}{3} \cdot \frac{\sin(r_K \cdot \varphi)}{r_K}\right) \right] = 0. \quad (17)$$

Частные случаи уравнения движения и режимы качения колесного движителя

Уравнение движения (17) является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка с ограниченной вариацией нелинейных слагаемых. Перепишем слагаемые, входящие в уравнение (17) в другом порядке и введем следующие обозначения параметров:

$$M_K = \ddot{\varphi} \cdot [J_K + m \cdot r_K^2] + \dot{\varphi} \cdot \dot{\alpha} \cdot m \cdot r_K^2 \cdot f + m \cdot g \cdot r_K [f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] = \\ = \ddot{\varphi} \cdot J_{\text{ИП}} + (\dot{\varphi})^2 \cdot F(\dot{\alpha}) + m \cdot g \cdot r_K \cdot \psi(\alpha) = M_1 + M_2 + M_3, \quad (18)$$

где $M_1 = \ddot{\varphi} \cdot J_{\text{ИП}}$ – инерционный момент сопротивления ускоренному вращению колесного движителя; $J_{\text{ИП}} = J_K + m \cdot r_K^2$ – суммарный приведенный момент инерции колесного движителя; $M_2 = (\dot{\varphi})^2 \cdot F(\dot{\alpha})$ – момент сопротивления, обусловленный неровным профилем дороги; $F(\dot{\alpha})$ – функция, вид которой определяется скоростью изменения ординат профиля дороги; $M_3 = m \cdot g \cdot r_K \cdot \psi(\alpha)$ – момент сопротивления движения, обусловленный силой тяжести; $\psi(\alpha) = f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)$ – коэффициент сопротивления дороги.

1. В случае ровного профиля дороги ($\alpha = 0$, $\dot{\alpha} = 0$), уравнение (18) примет вид:

$$M_K = \ddot{\varphi} \cdot [J_K + m \cdot r_K^2] + m \cdot g \cdot r_K \cdot f,$$

которое показывает, что крутящий момент, подводимый к движителю, уравновешивается инерционным моментом и моментом сопротивления качению колесного движителя.

2. В случае достаточно малых ординат профиля дороги ($\alpha \approx 0$, $\dot{\alpha} \neq 0$), уравнение (18) примет вид:

$$M_K = \ddot{\varphi} \cdot [J_K + m \cdot r_K^2] + \dot{\varphi} \cdot \dot{\alpha} \cdot m \cdot r_K^2 \cdot f + m \cdot g \cdot r_K \cdot f,$$

где второе слагаемое $M_2 = \dot{\varphi} \cdot \dot{\alpha} \cdot m \cdot r_K^2 \cdot f$ принимает как положительные, так и отрицательные значения (в зависимости от режима движения). Третье слагаемое $M_3 = m \cdot g \cdot r_K \cdot f$ строго положительное вне зависимости от режима качения. Если принять далее, что крутящий момент M_K , подводимый к колесному движителю, имеет постоянную величину ($M_K = \text{const}$), то угловая координата движителя будет изменяться таким образом, чтобы уравновешивались крутящие моменты M_1 и M_2 :

$$\ddot{\varphi} \cdot [J_K + m \cdot r_K^2] - \dot{\varphi} \cdot \dot{\alpha} \cdot m \cdot r_K^2 \cdot f = 0; \\ \ddot{\varphi} \cdot [J_K + m \cdot r_K^2] - (\dot{\varphi})^2 \cdot \frac{\pi}{3} \cdot m \cdot (r_K)^2 \cdot f \cdot \cos(r_K \cdot \varphi) = 0.$$

Для численного решения уравнения (17) в MathCAD приведем его к стандартному виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\varphi}{dt} = \omega; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_K + m \cdot r_K^2} \left[M_K - \omega^2 \cdot \frac{\pi}{3} \cdot m \cdot (r_K)^2 \cdot f \cdot \cos(r_K \cdot \varphi) - \right. \\ \left. - m \cdot g \cdot r_K \left[f \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} \cdot \frac{\sin(r_K \cdot \varphi)}{r_K}\right) + \sin\left(\frac{\pi}{3} \cdot \frac{\sin(r_K \cdot \varphi)}{r_K}\right) \right] \right]. \end{array} \right. \quad (18)$$

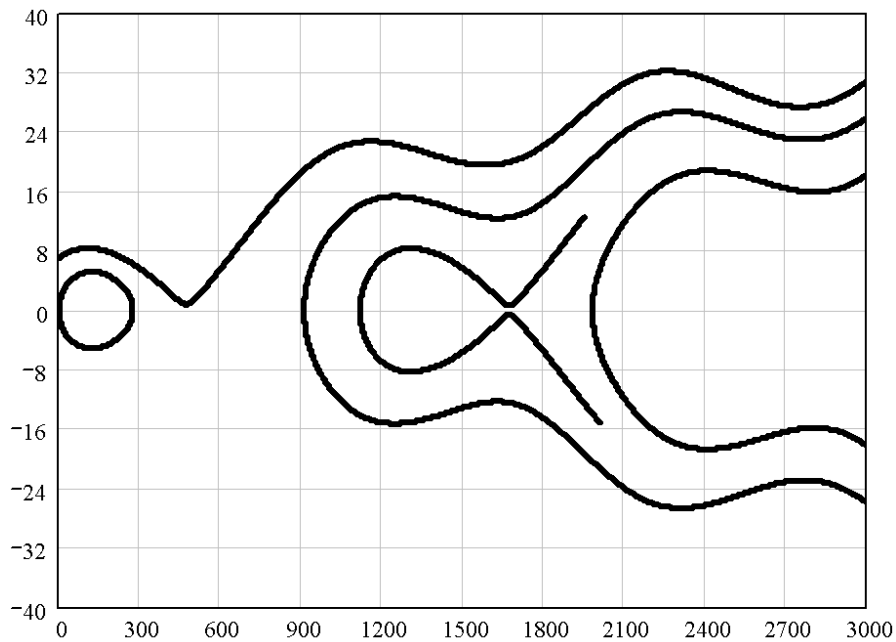


Рис. 3. Фазовые траектории колеса при $M_k \leq M_k^{KP}$

Проведенный численный анализ системы уравнений (18) позволил выявить качественную картину бифуркационной диаграммы рис. 4.

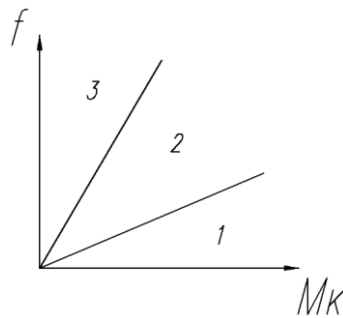


Рис. 4. Диаграмма параметров бифуркации

На диаграмме рис. 4 показаны три зоны с качественно различной топологической структурой фазового пространства.

1. При крутящем моменте, не превышающем критическое значение $M_k \leq M_k^{KP}$, имеют место осцилляционные движения колесного движителя; при превышении величины крутящего момента критического значения происходит движение колесного движителя.
2. В случае, если $M_k \leq M_k^{KP}$, возможно движение колесного движителя при начальном значении V_0 , превышающем критическое.
3. В области критических значений параметров наблюдаются солитонные решения.
4. В процессе качения колесного движителя по дороге с неровным профилем возможно чередование режимов качения.

Библиографический список

1. **Шухман, С.Б.** Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости / С.Б. Шухман, В.И. Соловьев, Е.И. Прочко; под общ. ред. С.Б. Шухмана. – М.: Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.
2. **Кравец, В.Н.** Теория движения автомобиля: учебник / В.Н. Кравец. – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2014. – 697 с.

*Дата поступления
в редакцию: 09.10.2018*

P.E. Dmitriev¹, S.E. Manyanin¹, Y.I. Palutin², A.S. Slusarev³

**ON THE ISSUE OF TORSIONAL DYNAMIC WHEEL LOADS DETERMINATION,
ACTING IN TRANSMISSION ON THE ROUGH ROAD**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev ¹
Nizhny Novgorod state agricultural academy²
Volga state university of water transport³

Purpose: The article presents the equations of motion without slipping of an absolutely rigid wheel along an absolutely rigid road with an uneven profile; provides a method for constructing the function of the vertical profile of the road; The analysis of solutions of the nonlinear differential equation of motion of the wheel is performed.

Design/methodology/approach: Technical and operational properties of the vehicle are limited by the conditions of interaction of the wheel propulsion with the road. Therefore, one of the priority tasks to improve the efficiency of the use of motor vehicles is the improvement of the propulsion-soil system.

Findings: In the region of critical values of the parameters, soliton solutions are observed/
In the process of rolling wheel propulsion on the road with a rough profile, it is possible alternation of rolling modes.

Research limitations/implications: Existing theories do not provide the required explanatory and predictive functions, so the task of building a dynamic model of rolling of a wheel drive on a rough road and solving it in an analytical form is relevant.

Originality/value: As a rule, road irregularities are simulated by a sinusoidal law, but in this case, the use of such a curve is not convenient, since its natural equation is not expressed in elementary functions.

Key words: vehicle technical and operational properties, wheel propulsion, dynamic rolling model, torque, propulsion-soil system.

УДК 656.1

М.М. Жилейкин, А.Ю. Захаров, М.В. Паньшин

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ДЕФОРМИРУЕМОГО ОПОРНОГО ОСНОВАНИЯ В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ**Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

В работе представлены методики, позволяющие в полевых условиях достаточно точно определить статистические характеристики деформируемой опорной поверхности, влияющие на опорную проходимость транспортных средств. Сконструирован и изготовлен автоматизированный измерительный комплекс, включающий унифицированную модель пенетрометра и цифровую систему регистрации, позволяющие в автоматическом режиме построить зависимости осадки исследуемой деформируемой опорной поверхности от действующих нормальных давлений в пятне контакта колесного движителя с данным типом деформируемой опорной поверхности, а также сдвига грунта от действия прикладываемого крутящего момента. Проведена апробация работы автоматизированного измерительного комплекса, в результате чего доказана его работоспособность и эффективность в полевых условиях.

Ключевые слова: деформируемая опорная поверхность, автоматизированный измерительный комплекс, колесный движитель, проходимость транспортных средств

Введение

Одним из основных направлений экономического развития России является ускоренное развитие районов Севера и Северо-Востока, занимающих более 60 % территории страны. Дальнейшее освоение этих территорий требует новых подходов и новых технологий для решения транспортно-технологических задач при перемещении грузов и людей в условиях, когда полотном пути является бездорожье. При этом движение транспортно-технологических машин не только затруднено, но в ряде случаев исключается совсем.

Существующие модели колесных, гусеничных и роторно-винтовых машин, имеющих слабонесущие опорные поверхности, не отвечают поставленным функциональным требованиям, требованиям эффективности, надежности и экологичности движителей машин при эксплуатации в северных регионах страны. Таким образом, в настоящее время существует техническая, экономическая и социальная потребность в создании и использовании транспортных средств на пневмоколесных движителях, в том числе – сверхнизкого давления.

Следует отметить, что в настоящее время наша страна не располагает необходимым парком энергоэффективных машин высокой проходимости. Существующая вездеходная техника, выполненная по старым традиционным схемам и серийно выпускаемая промышленностью, не отвечает требованиям эффективности и экологичности движителей машин в сложных природно-климатических условиях эксплуатации. В сложившейся ситуации задача прогнозирования проходимости колесных машин (КМ) по опорной поверхности со слабыми несущими свойствами является весьма актуальной [1, 2].

Одним из основных методов прогнозирования проходимости является имитационное моделирование движения КМ в различных условиях эксплуатации, которое основано на математических моделях взаимодействия эластичной шины с деформируемыми неровностями опорного основания.

Установлено, что на опорно-тяговую проходимость КМ взаимно влияют как деформативные свойства шин, так и физико-механические характеристики грунта [3, 4]. В числе этих характеристик: нормальный прогиб шины и глубина колеи; изменение площади опорного пятна контакта в зависимости от нагрузки и давления воздуха в шине; наличие гистерезис-

ных потерь в материале шины, которые влияют на сопротивление качению, обусловленное трением в пятне контакта о почву; создание касательных реакций почвы по всей площади контакта.

На основе данных величин по известным зависимостям [5] могут определяться все характеристики грунта, необходимые для расчета силовых факторов в контакте движителя с опорной поверхностью и, соответственно, параметров движения робототехнического комплекса. Основные характеристики могут быть получены путем пересчета по аналитическим зависимостям, если известно сопротивление пенетрации. Таким образом, для прогнозирования эффективности движения КМ нужно знать характер распределения физико-механических характеристик опорных оснований и особые условия эксплуатации.

Анализ работ [6-10] позволяет выделить следующие направления исследований:

- особые условия эксплуатации, не характерные для обычных наземных комплексов, обуславливают разработку методик и проведение исследований с целью получения характеристик дорожно-грунтовых поверхностей в регионах со слабонесущими поверхностями;
- разработка специализированного оборудования для автоматизированного сбора необходимой информации о характеристиках дорожно-грунтовых поверхностей.

В рамках указанных направлений в работе были поставлены следующие задачи для экспериментального определения характеристик грунта:

- определение зависимости осадки исследуемой деформируемой опорной поверхности h_f от действующей на него вертикальной силы $P_{\text{верт}}$;
- определение максимального сдвига грунта $e_{x_{\text{м}}}$, при котором связанность частиц грунта не нарушена, от действия прикладываемого вращающего момента $M_{\text{к}}$.

Определение зависимости осадки грунта от действия вертикальной силы

Для определения и аппроксимации искомой зависимости была разработана методика, включающая в себя следующие пункты:

- определение номинального давления, соответствующего давлению одиночного колеса на исследуемую деформируемую опорную поверхность;
- определение параметров штампа для вертикальной осадки грунта;
- продавливание грунта в вертикальном направлении, при этом обеспечение в конце хода номинального давления;
- обработка полученных результатов измерений.

Экспериментальное исследование проводилось на грунтовой опорной поверхности в сухую погоду на полигоне Дмитровского филиала НГТУ им. П.Е. Алексеева. Была сконструирована и изготовлена модель пенетromетра, позволяющая провести данное исследование. Пенетromетр (рис. 1) был оборудован измерительными системами: линейной для измерения осадки (регистровалась инкрементным поворотным энкодером) и динамометрической для измерения величины вертикальной нагрузки (регистровалась весоизмерительным тензорезисторным датчиком). Конструкция была унифицирована для проведения двух измерений: определения параметров грунта в вертикальном направлении, а также определения параметров грунта с помощью пластины сдвига. При проведении эксперимента регистрировались углубление штампа и сила, реализуемая в пятне контакта.

Определение номинального давления, соответствующего давлению одиночного колеса на исследуемую деформируемую опорную поверхность

За номинальное давление, которое необходимо реализовать на пенетрометре в ходе эксперимента, было принято давление в пятне контакта одиночного колесного движителя многоцелевого автомобиля МЗКТ-6001 (рис. 2).

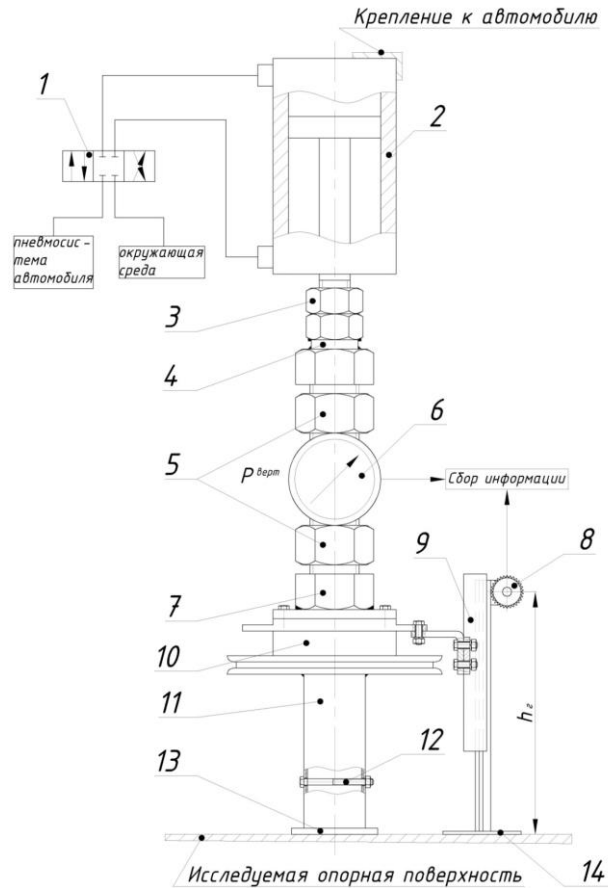


Рис. 1. Схема устройства пенетрометра:

- 1 – пневмораспределитель давления; 2 – пневмоцилиндр; 3 – стопорная гайка;
- 4 – переходник-соединитель динамометра (весоизмерительного тензорезисторного датчика);
- 5 – стопорная гайка; 7 – переходник-соединитель оборудования для измерения осадки грунта;
- 8 – измеритель расстояния (инкрементный поворотный энкодер в сборе с зубчатым колесом);
- 9 – направляющая каретка; 10 – элемент колесно-ступичного узла ВАЗ 2108;
- 11 – труба-удлинитель, фиксирующая штамп; 12 – фиксирующие болт и гайка; 13 – штамп;
- 14 – твердое основание для сохранения рабочей зоны измерений



Рис. 2. Используемый тягач МЗКТ-6001 с установленным пенетрометром

Давление $p_{ш}$ в пятне контакта определялось по следующей формуле:

$$p_{ш} = \frac{G_k}{F_k}, \quad (1)$$

где G_k – нагрузка на колесо автомобиля, Н; F_k – площадь пятна контакта, m^2 .

Замеры нагрузки на колесо были сделаны на твердой ровной поверхности при помощи весоизмерительного устройства – подкладных весов «Исток» 7,5-2 (рис. 2). Для определенности рассматривалось переднее левое колесо. Результаты измерений представлены в табл. 1.

Таблица 1

Нагрузка на переднее левое колесо МЗКТ - 6001 «VOLAT»

№ замера	Нагрузка на ось автомобиля, кг	Нагрузка на колесо автомобиля, Н
1	9250	45355,76
2	9300	45600,92
3	9420	46189,32
4	9125	44742,84
Среднее значение		45472,21 Н

Измерение площади пятна контакта производилось путем снятия отпечатка шины БЕЛ-95 в области пятна контакта при давлении в шине в 0,6 МПа. В дальнейшем графическими методами была определена площадь пятна контакта, которая составила: $F_k = 45554 \text{ мм}^2$. Тогда искомое давление в пятне контакта: $p_{ш} = \frac{G_k}{F_k} = 0,998 \text{ МПа}$.

Таким образом, за номинальное давление, которое необходимо реализовать на пенетрометре, было взято значение $p_{ш} = 1 \text{ МПа}$.

Определение параметров штампа для вертикальной осадки грунта

Для проведения экспериментального исследования был разработан штамп для пенетрометра, реализующий номинальное давление. В качестве устройства, которое создает требуемое нормальное давление, выступает пневмоцилиндр поршневой ГОСТ 15608-81 (рис.1).

Далее было определено статическое усилие на штоке при номинальном давлении в пневмоцилиндре ($p_{ном} = 0,63 \text{ МПа}$) по следующей формуле:

$$P_{ст} = p_{ном} \cdot S_{пор} \quad (2)$$

где $S_{пор} = \pi \frac{d^2}{4}$ – площадь поршня пневмоцилиндра, mm^2 .

Таким образом, статическое усилие на штоке составило: $P_{ст}=7731,26 \text{ Н}$.

При известном статическом усилии необходимая площадь штампа для проведения эксперимента определялась по следующей формуле:

$$F_{шт} = \frac{0,85 \cdot P_{ст}}{p_{ш}} \quad (3)$$

Тогда диаметр штампа составляет:

$$D_{шт} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{шт}}{\pi}} = 91,47 \text{ мм} \quad (4)$$

За исходный диаметр для изготовления штампа было принято значение стандартного ряда для деталей подвижных уплотняющих цилиндрических пар устройств объемных гидроприводов, пневмоприводов и смазочных систем [11]:

$$D_{шт} = 90 \text{ мм.}$$

Определение параметров грунта в вертикальном направлении

После сборки экспериментального оборудования, подключения аппаратурно-измерительных устройств и проверки работоспособности пневмоцилиндра было проведено 15 измерений для определения искомой зависимости осадки грунта h_r от действующей на него вертикальной силы $P_{верт}$. Полученные графики-зависимости h_r от $P_{верт}$ представлены на рис. 3.

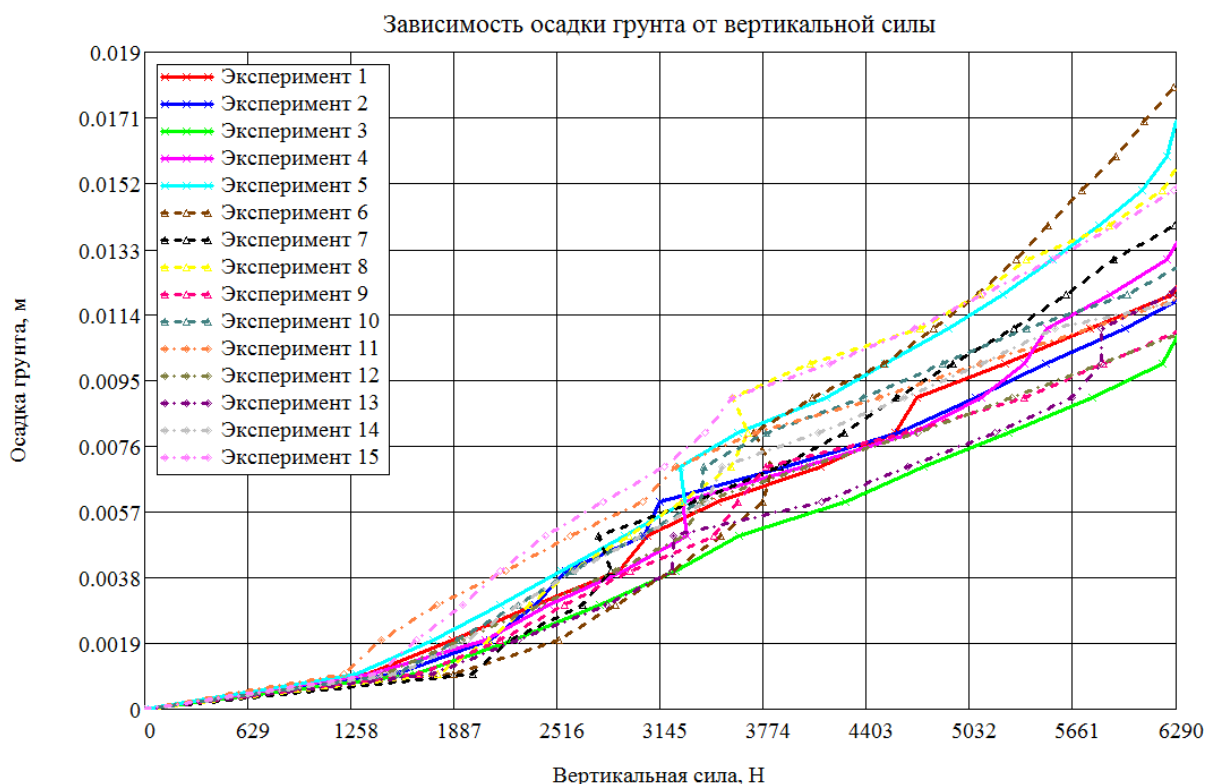


Рис. 3. Распределение зависимостей осадки грунта от вертикальной силы

Обработка результатов эксперимента проводится с использованием известных статистических гипотез и критериев [12].

Первоначально проводился отсев грубых погрешностей для того, чтобы результаты замеров с большими отклонениями исключить из дальнейшего анализа. Наилучшим с практической точки зрения является использование критерия Н.В. Смирнова, когда генеральные параметры не известны, а известны лишь оценки математического ожидания и дисперсии на основании знания вариационного ряда. При этом предполагается нормальное распределение изучаемой случайной величины.

После проведенной проверки при приложенной вертикальной силе $P_{вз} = 1258 \text{ Н}$ было вычеркнуто 11-е измерение (отклонение $\Delta = 0.3519 \text{ мм}$), а оценки математического ожидания, дисперсии и среднеквадратического отклонения были скорректированы для четырнадцати замеров без учета данного значения.

Затем проводилась проверка соответствия эмпирической функции распределения теоретическому нормальному закону распределения, при этом использовался критерий χ^2 – Пирсона для группированных наблюдений.

После разбиения измеренных величин во всех точках на интервалы, и определения всех необходимых параметров, были рассчитаны показатели χ^2 для всех точек. Далее было проведено сравнение расчетных значений с табличным параметром для уровня значимости $q = 0,05$, вероятности $p = 0,95$ и степени свободы $k = 1\chi_q^2 = 3,841$. Поскольку для всех расчетных параметров было выполнено условие $\chi^2 < \chi_q^2$, то была принята гипотеза, что измеренные результаты подчиняются нормальному закону.

1. *Определение значения измеряемой величины.*

Поскольку было установлено, что результаты наблюдений подчиняются нормальному закону, тогда в качестве наилучшей оценки измеряемой величины принимается оценка математического ожидания выборки [12].

2. *Определение доверительных интервалов.*

Важным при оценке параметров является построение интервала, который накрывает оцениваемый параметр с известной степенью достоверности.

Для известных выборочных значений математического ожидания и среднеквадратического отклонения доверительный интервал для оценки математического ожидания величины отклонения μ_x определяется следующей формулой [12]:

$$m - \frac{S \cdot t_n^{\alpha/2}}{(n-1)^{0,5}} \leq \mu_x \leq m + \frac{S \cdot t_n^{\alpha/2}}{(n-1)^{0,5}}, \quad \text{где} \quad (5)$$

$t_n^{\alpha/2}$ – табличное значение распределения Стьюдента;

α – доверительная вероятность, которую обычно принимают равной 0,9..0,95 [12].

Окончательно график зависимости осадки грунта h_r от действующей на него вертикальной силы $P_{\text{верт}}$ с соответствующими доверительными интервалами показан на рис 4.

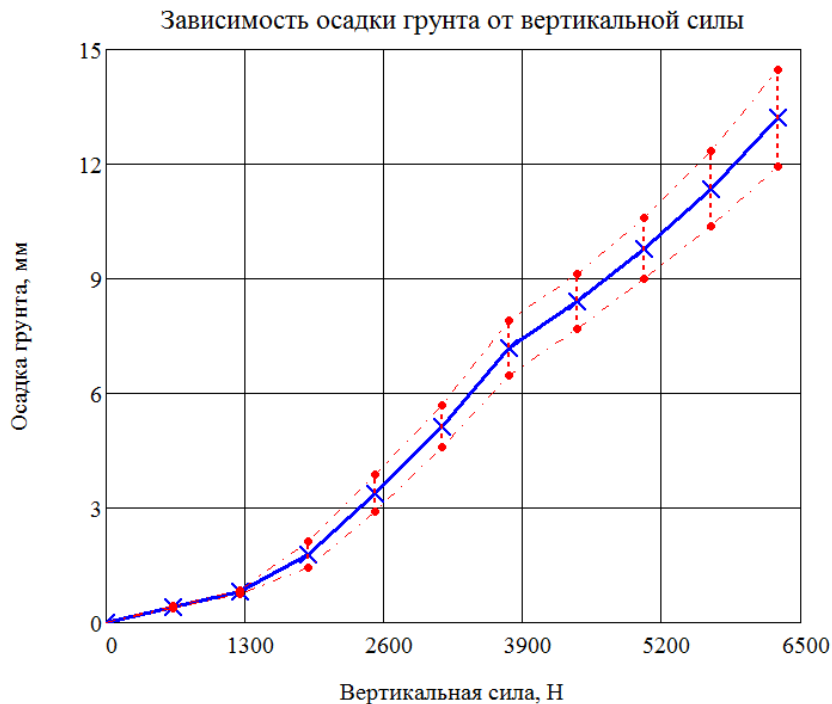


Рис. 4. Экспериментальная зависимость осадки грунта от вертикальной силы

Аппроксимация экспериментальной зависимости

Получив экспериментальную зависимость осадки грунта h_r от действующей на него вертикальной силы $P_{\text{верт}}$, можно построить универсальную зависимость осадки грунта h_r от действующих нормальных давлений p_{0z} в пятне контакта колесного движителя с данным типом деформируемой опорной поверхности. Для этого в формуле Бернштейна-Летошнева необходимо определить $c_{гр}$ и μ [5]:

$$p_{0z} = c_{гр} h_r^\mu, \text{ МПа}, \quad (6)$$

где $c_{гр}$, МПа – коэффициент деформации грунта; μ – показатель плотности грунта.

С этой целью перейдем от вертикальной силы $P_{верт}$ к нормальному давлению p_{0z} в области пятна контакта штампа экспериментальной установки, зная диаметр $d_{шт}$ разработанного штампа.

$$p_{0z} = \frac{P_{верт}}{S_{шт}}, \text{ МПа}, \quad (7)$$

где $P_{верт}$, Н – действующая вертикальная сила; $S_{шт} = \frac{\pi \cdot d_{шт}^2}{4}$, мм² – площадь рабочей поверхности штампа.

Далее прологарифмируем формулу Бернштейна-Летошнева и получим следующее выражение:

$$\ln p_{0z} = \ln c_{гр} + \mu \ln h_r \quad (8)$$

Путем аппроксимации методом наименьших квадратов составляем и решаем следующую систему уравнений для определения параметров $c_{гр}$ и μ .

$$\begin{cases} \mu \cdot \sum (\ln h_r)_i^2 + \ln c_{гр} \cdot \sum (\ln h_r)_i = \sum (\ln h_r)_i \cdot (\ln p_{0z})_i \\ \mu \cdot \sum (\ln h_r)_i + \ln c_{гр} \cdot n = \sum (\ln p_{0z})_i \end{cases} \quad (9)$$

Решив систему уравнений относительно $\ln c_{гр}$ и μ , получим следующие значения искомых параметров:

$$\mu = 0.61211 \quad c_{гр} = 0.19343 \text{ МПа}$$

Тогда зависимость осадки грунта h_r от действия нормального давления в пятне контакта p_{0z} для данного типа исследуемой деформируемой опорной поверхности примет следующий вид:

$$h_r = \left(\frac{p_{0z}}{0.19343} \right)^{\frac{1}{0.61211}} \quad (10)$$

Определение сдвига грунта, при котором нарушается связанность его частиц

Целью экспериментального исследования является определение максимального сдвига грунта e_{xm} , при котором связанность частиц грунта не нарушена, от действия прикладываемого вращающего момента M_B .

Для нахождения значения искомого параметра была разработана методика, включающая в себя следующие пункты:

- определение параметров матрицы сдвига для измерения зависимости крутящего момента M_k от угла поворота матрицы сдвига θ ;
- продавливание грунта в вертикальном направлении, при этом обеспечение в конце хода номинального давления, соответствующего давлению одиночного колеса на исследуемую деформируемую опорную поверхность;
- измерение зависимости вращающего момента M_B от угла поворота матрицы сдвига θ ;
- обработка полученных результатов измерений.

Экспериментальное исследование проводилось на грунтовой деформируемой опорной поверхности в сухую погоду на полигоне Дмитровского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Пенетрометр (рис. 1) был оборудован системой, позволяющей измерить угол поворота матрицы сдвига под действием прикладываемой вращающей силы (регистрировалась инкрементным поворотным энкодером). При проведении эксперимента регистрировались величина силы, реализуемой в пятне контакта, угол поворота матрицы сдвига и величина вращающей силы, прикладываемой для поворота матрицы сдвига. Было произведено тринадцать за-

меров с дальнейшей обработкой полученных результатов измерений с использованием известных статистических методов.

Определение параметров матрицы сдвига

Для проведения экспериментального исследования была разработана матрица сдвига, присоединяемая к пенетрометру, реализующая измерение требуемых параметров. Согласно рекомендациям, предложенным в работе [13], при конструировании и изготовлении матрицы сдвига использовались приведенные ниже расчетные зависимости:

$$\begin{aligned} D_{\text{нар}} &= 0,9 \cdot D_{\text{шт}}, \\ d_{\text{вн}} &= \frac{D_{\text{нар}}}{1,33}, \\ h &= 0,1 \cdot D_{\text{нар}}. \end{aligned} \quad (11)$$

где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр кольца матрицы сдвига; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр кольца матрицы сдвига; h – величина секторного зуба кольца матрицы сдвига; $D_{\text{шт}}$ – диаметр штампа пенетрометра.

Чертеж и габаритные размеры разработанной матрицы сдвига показаны на рис. 5.

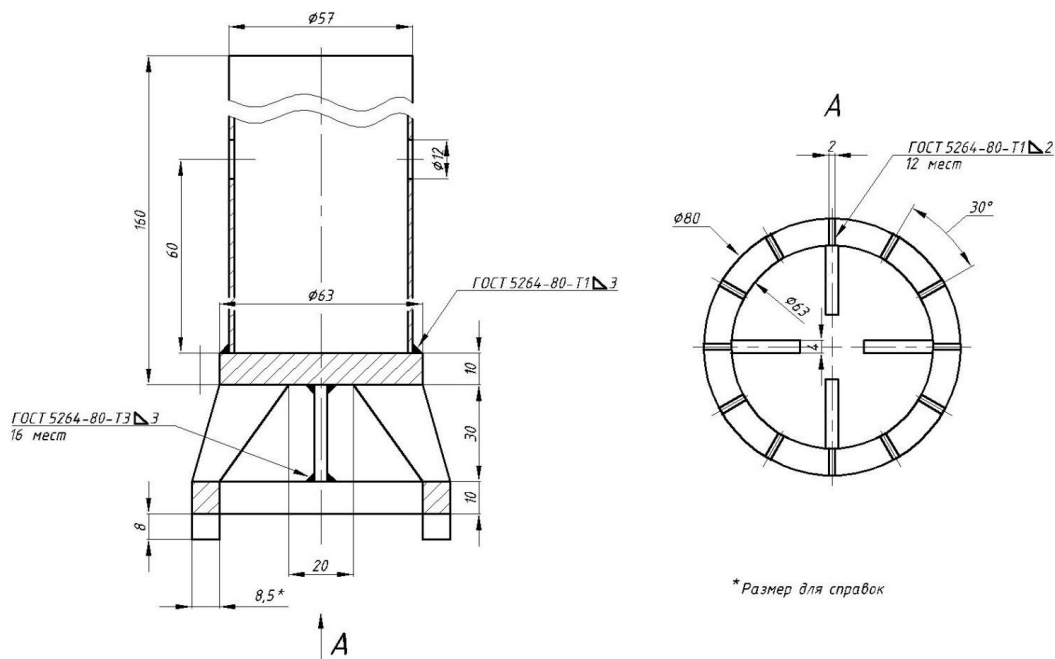


Рис. 5. Матрица сдвига (схема общего вида)

Определение зависимости вращающего момента M_B от угла поворота матрицы сдвига θ

Перед проведением экспериментального исследования по определению зависимости вращающего момента M_B от угла поворота матрицы сдвига θ , предварительно проводился эксперимент по вертикальной осадке грунта, описанный выше. По результатам данного экспериментального исследования в месте продавливания деформируемой опорной поверхности от штампа образовывались лунки. Осуществлялась замена штампа на матрицу сдвига, и при вводе ее в каждую из лунок, образовавшихся на предыдущем этапе, было произведено 13 измерений для определения искомой зависимости, включающих в себя следующие четыре пункта.

1. С помощью пневмораспределителя обеспечивалась подача воздуха от пневмосистемы автомобиля в верхнюю полость пневмоцилиндра для реализации номинального давления в

области контакта матрицы сдвига $p_{ш} = 1$ Мпа, соответствующего давлению одиночного колеса на исследуемую деформируемую опорную поверхность. Предварительно вычислялась вертикальная сила, соответствующая номинальному давлению матрицы сдвига на грунт по следующей зависимости:

$$P_{\text{верт}} = p_{ш} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2)}{4}, \quad (12)$$

Вертикальная сила составила: $P_{\text{верт}} = 1909,3$ Н.

2. При помощи силового устройства, создающего вращающую силу $P_{\text{вр}}$ (тали электрической), осуществлялся поворот матрицы сдвига в лунке.

3. Вращение матрицы сдвига в лунке от воздействия вращающей силы $P_{\text{вр}}$ осуществлялось до тех пор, пока на тензорезисторном датчике не возникал резкий сброс напряжения после медленного его возрастания, то есть увеличение вращающего момента $M_{\text{в}}$ осуществлялось до максимального сдвига грунта $e_{\text{хт}}$, при котором связанность частиц грунта не нарушена.

4. При нарушении связанности частиц грунта эксперимент прекращался. Производилось сбрасывание давления, поднятие поршня вверх за счет подачи воздуха в нижнюю полость пневмоцилиндра и осуществлялся переезд автомобиля вместе с экспериментальной установкой к следующей лунке. Далее следовал повтор экспериментального исследования.

Результаты экспериментальных исследований

По результатам расшифровки полученных результатов измерений построены графики-зависимости $M_{\text{в}}$ от θ (рис. 6). На графиках резкое падение вращающего момента означало, что при данном угле поворота матрицы сдвига связанность частиц деформируемой опорной поверхности нарушалась.

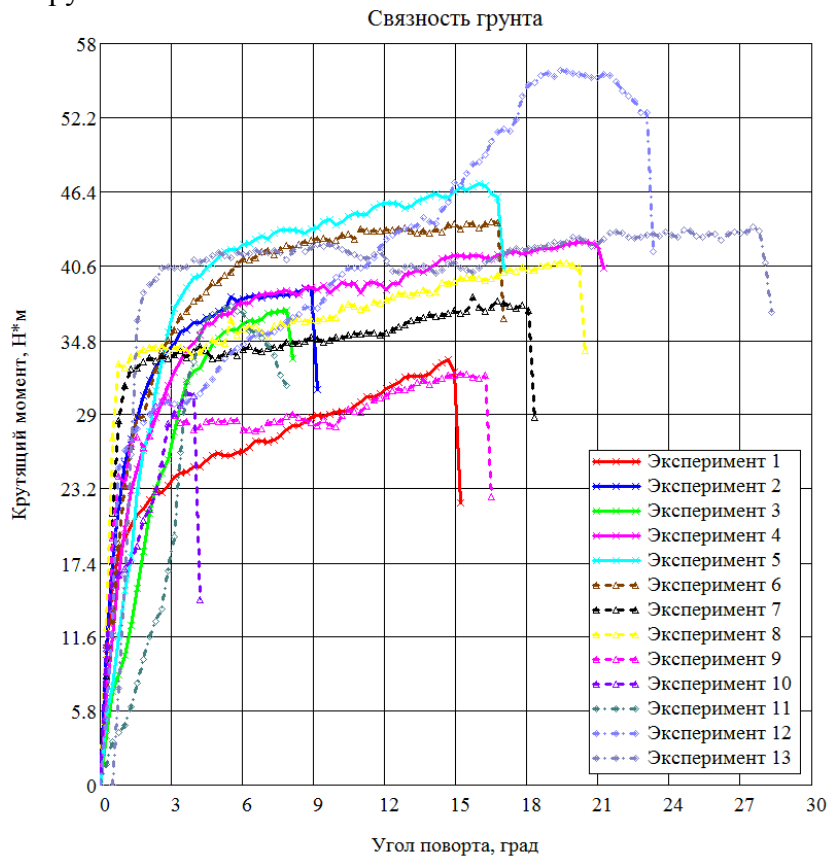


Рис. 6. Распределение зависимостей регистрируемого крутящего момента от угла поворота матрицы сдвига

Обработка результатов эксперимента проводится аналогично методу, описанному выше.

Зная угол поворота матрицы сдвига θ_{xm} , при котором связанность частиц грунта не нарушена, можно определить сдвиг грунта e_{xm} как длину дуги окружности по среднему радиусу кольца матрицы при известном угле ее поворота:

$$e_{xm} = \frac{\pi \cdot R \cdot \bar{m}_{\theta_{xm}}}{180^\circ}, \quad (13)$$

где $R = \frac{D_{\text{нар}} + d_{\text{вн}}}{2}$ – средний радиус кольца матрицы, мм; $\bar{m}_{\theta_{xm}}$ – математическое ожидание угла поворота матрицы сдвига, град.

В результате получено значение максимального сдвига грунта e_{xm} , при котором связанность частиц грунта не нарушена, получилось следующее:

$$e_{xm} = 19.391 \text{ мм}$$

при доверительном интервале: $e_{xm} \in [14.224; 24.558]$ мм.

Заключение

Разработаны методики, позволяющие в полевых условиях достаточно точно определить статистические характеристики деформируемой опорной поверхности, влияющие на опорную проходимость транспортных средств.

Сконструирован и изготовлен автоматизированный измерительный комплекс, включающий унифицированную модель пенетromетра и цифровую систему регистрации, позволяющие в автоматическом режиме построить зависимости осадки исследуемой деформируемой опорной поверхности от действующих нормальных давлений в пятне контакта колесного движителя с данным типом деформируемой опорной поверхности, а также сдвига грунта от действия прикладываемого вращающего момента.

Проведена апробация работы автоматизированного измерительного комплекса, в результате чего доказана его работоспособность и эффективность в полевых условиях.

Библиографический список

1. **Котляренко, В.И.** Основные направления повышения проходимости колесных машин / В.И. Котляренко. – М.: Изд-во МГИУ, 2008. – 284с.
2. **Шухман, С.Б.** Пути повышения экологических свойств многоосных полноприводных автомобилей, эксплуатирующихся в районах Крайнего Севера / С.Б. Шухман, И.А. Плиев, В.Э. Маляревич // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 10. – С.15-17.
3. **Wong, J.Y.** Theory of Ground Vehicles / J.Y. Wong. – New York: Wiley IEEE, 2001. – 560 p.
4. **Прядкин, В.И.** Оценка воздействия высокоэластичной шины на поверхность качения / В.И. Прядкин // Лесное хозяйство. – 2011. – № 5. – С.42-43.
5. **Вольская, Н.С.** Оценка проходимости колесных машин при движении по неровной грунтовой поверхности / Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2007. – 215 с.
6. **Беляков, В.В.** Транспортно-технологические проблемы Северного Кавказа / В.В. Беляков, У.Ш. Вахидов, Ю.И. Молев. – Н. Новгород: НГТУ им. П.Е. Алексеева, 2009. – 330 с.
7. **Макаров, В.С.** Классификация береговых зон как полотна пути для транспортно-технологических машин и комплексов / В.С. Макаров [и др.] // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. – 2016. – № 3. – С. 138-142.
8. **Wong, J.Y.** Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering / J.Y. Wong. – Elsevier, 2010. – 463 p.
9. **Rybansky, M.** The impact of terrain on cross-country mobility geographic factors and their characteristics / M. Rybansky [et. al] // 18th International Conference of the International Society for Terrain-Vehicle Systems, ISTVS 2014. – Seoul, 2014.
10. **Makarov, V.** Unmanned Ground Vehicles for Coastal Monitoring / V. Makarov [et. al.] // International Journal of Imaging and Robotics. – 2017. – Vol. 17. – P. 64-75.
11. ГОСТ 12447-80. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Нормальные диаметры. – Взамен ГОСТ 12447-67; введ. 1980-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 6 с.

12. Орлов, А.И. Прикладная статистика / А.И. Орлов. – М.: Экзамен, 2006. – 672 с.
13. Беккер, М.Г. Введение в теорию систем местность – машина / М.Г. Беккер. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

*Дата поступления
в редакцию: 06.02.2019*

M.M. Zhileykin, A.J. Zakharov, M.V. Panshin

EXPERIMENTAL CHARACTERIZATION OF DEFORMED SUBSTRUCTURE IN THE FIELD

Bauman Moscow state technical university

Purpose: development of methods that allow in the field to accurately determine the statistical characteristics of the deformable bearing surface, affecting the support permeability of vehicles.

Design/methodology/approach: the study of the statistical characteristics of the deformable support base was carried out with the help of unique measuring equipment.

Findings: the work of the automated measuring complex was tested, as a result of which its efficiency and effectiveness in the field were proved

Research limitations/implications: the carried out researches allow to apply the developed methods of research for forecasting of passability of wheel cars on the deformable basis.

Originality/value: for the first time, detailed experimental studies of the interaction of an elastic wheel with a deformable support base were carried out.

Key words: a deformable support surface, measuring set, a propulsion wheel, cross-country vehicles.

УДК 631.372.43.03

А.Н. Карташевич¹, С.А. Плотников¹, М.В. Смольников¹, П.И. Бажан², А.А. Миронов²**ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ
ДЛЯ РАБОТЫ НА ТОПЛИВАХ С ДОБАВКАМИ ЭТАНОЛА**Вятский государственный университет¹Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева²

Объектом исследования является топливная смесь, состоящая из этанола и дизельного топлива. Цель исследования – выяснение влияния состава топлива на показатели работы дизеля, главной задачей является разработка состава с улучшенными эксплуатационными свойствами. Методология – лабораторные и стендовые испытания. В результате определены оптимальные значения регулировок топливной аппаратуры дизеля.

Ключевые слова: дизель, этанол, стендовые испытания, эффективные показатели, токсичные компоненты, сажа.

Необходимым требованием обеспечения работоспособности дизеля на нетрадиционных видах топлива является адаптация системы питания под свойства этого топлива. В настоящее время в научной литературе отражено большое количество различных конструктивно-технологических схем с целью решения обозначенной проблемы. При этом направление и глубина модернизации обуславливаются различными, в сравнении с дизельным топливом (ДТ), физико-химическими свойствами альтернативных топлив.

В рамках сотрудничества между Вятским государственным университетом (ВятГУ) и Белорусской государственной сельскохозяйственной академией (БГСХА) реализуются проекты практического использования биотоплив в автотракторных дизелях [1-4].

Реальную замену традиционным дизельным топливам из нефтяного сырья могут дать алифатические спирты – этанол, метанол и их эфиры. Биоэтанол наиболее целесообразно применять в виде этанола-топливной эмульсии (ЭТЭ), однако это вызывает определенные трудности в работе дизеля [5]. Обязательным свойством ЭТЭ должна быть ее высокая физическая стабильность. При этом показатели стабильности должны обеспечивать возможность ее заблаговременного приготовления или же ЭТЭ должна готовиться в самой системе питания дизельного ДВС. Разумеется, что выходные показатели топливного насоса должны оставаться в пределах технологических регулировок, система питания не должна подвергаться глобальным изменениям, влияние ЭТЭ на показатели надежности и долговечности топливной аппаратуры должно быть минимальным.

При проведении поисковых исследований было оценено влияние добавок дистиллированной воды на физическую стабильность эмульсий с различным составом ингредиентов в присутствии до 5% присадки. В результате определено, что дистиллированная вода оказывает синергическое действие, усиливая свойства присадки. В частности, добавка воды в объеме от 6% до 12% в высококонцентрированные, до 40 % этанола, этанола-топливные эмульсии, вызывает рост физической стабильности последних от 32 до 58 мин.

Были приняты во внимание следующие обстоятельства:

- неограниченная растворимость (гигроскопичность) этанола в воде;
- нежелательность наличия воды в дизельном топливе;
- ограниченность добавок дистиллированной воды в спирт из условия целесообразности использования необезвоженного этанола и удешевления способа получения эмульсии.

Исходя из сказанного, содержание дистиллированной воды в этаноле было ограничено на уровне 12 % от его массы [6]. Указанное количество воды было принято постоянным при проведении дальнейших испытаний.

В ходе второго этапа лабораторных исследований [7] был произведен выбор присадок для создания ЭТЭ. В исследованиях использовалось несколько наименований присадок различных классов: на основе индустриальных масел, на основе полиметакрилата, на основе алкенилсукцинимидов. Выбор эмульгаторов ЭТЭ обосновывался из условия обеспечения необходимой физической стабильности ЭТЭ, достаточной для нормальной работы двигателя. Объем вводимого ПАВ при этом не должен быть выше 4...5% вследствие существенного влияния на экономичность выбранного способа.

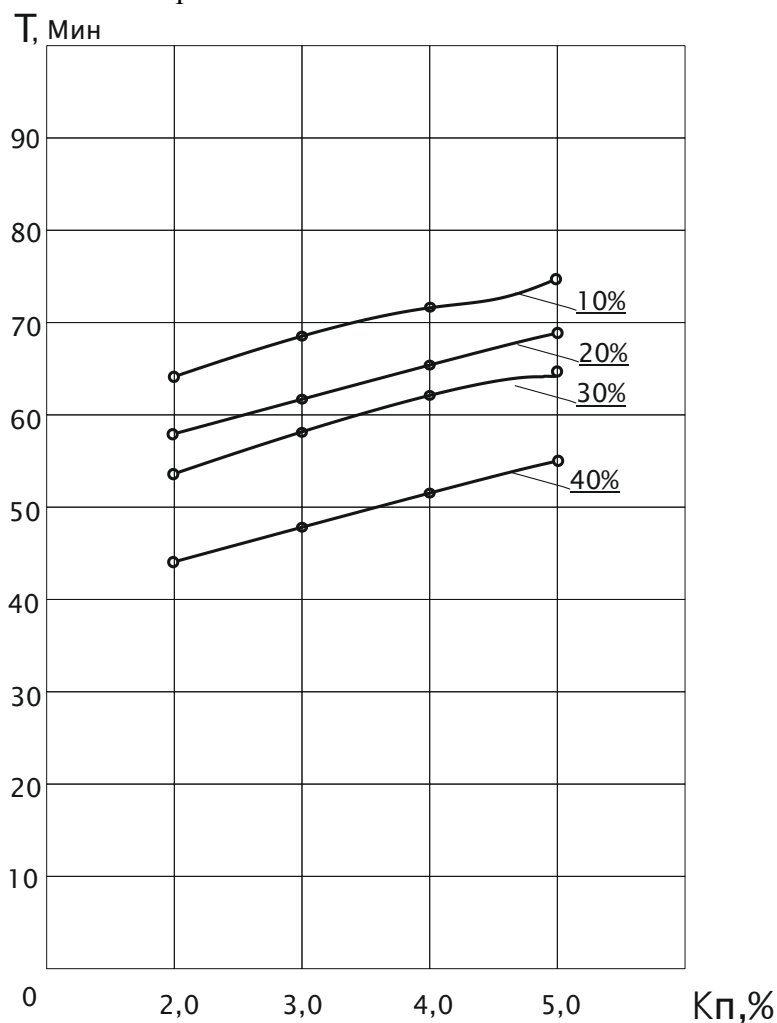


Рис. 1. Стабильность этанола-топливных эмульсий

На основе полученных данных был разработан оригинальный состав топливной эмульсии [8], отличающийся высокими эксплуатационными свойствами и достаточной стабильностью. Как видно из рис. 1, при содержании этанола в ЭТЭ, равном 10 %, время до полного разложения эмульсии составляет 75 минут, а при содержании 40 % – 58 мин.

Для подачи ЭТЭ в цилиндры тракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 была разработана и апробирована схема системы питания дизеля (рис. 2). Смешение эмульсий производилось в дополнительно установленном баке 9, сам смеситель 8 также устанавливался в баке, обеспечивалось управление смесителем из кабины трактора. Запуск, прогрев холодного двигателя – производились на дизельном топливе, поступающем из штатного бака 3 по штатной линии низкого давления, через штатный фильтр грубой очистки 2. После этого отсечной кран дизельного топлива 10 закрывался, а отсечной кран подачи эмульсии 5 – открывался.

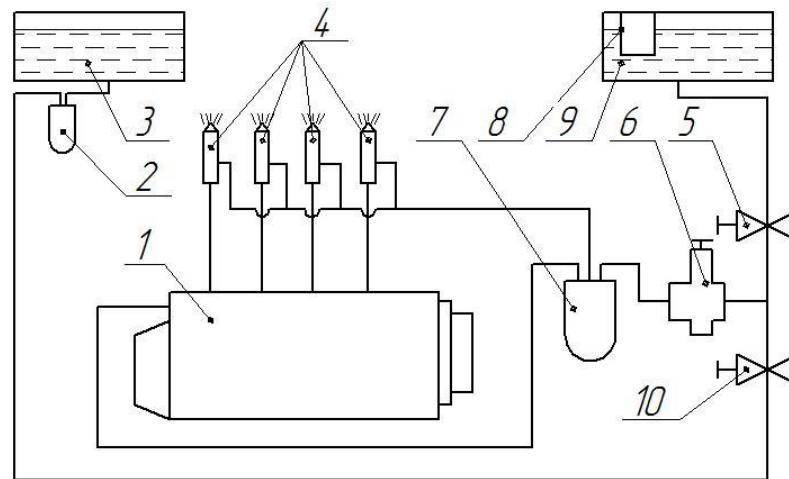


Рис. 2. Схема системы питания дизеля:

- 1 – ТНВД; 2 – фильтр грубой очистки топлива; 3 – бак для основного топлива; 4 – форсунки;
 5 – отсечной кран для дополнительного топлива; 6 – подкачивающий насос;
 7 – фильтр тонкой очистки; 8 – смеситель; 9 – бак для дополнительного топлива;
 10 – отсечной кран для основного топлива

Приготовленная в баке 9 высококонцентрированная эмульсия по трубопроводам дополнительной линии низкого давления поступала к подкачивающему насосу 6, затем проходила через штатный фильтр тонкой очистки 7 и направлялась в топливный насос высокого давления (ТНВД) 1, осуществляющий подачу в форсунки 4.



Рис. 3. Общий вид дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S5) с модернизированной системой питания

Сравнительные испытания топливного насоса высокого давления типа 4УТНМ с форсунками 455.1112010-50 на стенде КИ-22210-02М-15 на чистом дизельном топливе и ЭТЭ с содержанием 50 % этанола показали следующие два момента. Во-первых, имеет место снижение цикловой подачи ЭТЭ на 2,3 % в номинальном режиме, и на 7,8 % в режиме максимального крутящего момента. Во-вторых, это снижение обуславливается меньшей, в сравне-

нии с дизельным топливом, кинематической вязкостью ЭТЭ (на 33,2 %) и может быть нивелировано регулировками ТНВД [9].

Основным этапом исследований было определение влияния этанола-топливной эмульсии различного состава на регулировки, эффективные и токсические показатели тракторного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S5). Общий вид дизеля с модернизированной системой питания показан на рис. 3. На рис. 4 приведены графики изменения мощностных и экономических показателей работы дизеля при различных значениях установочного угла опережения впрыскивания топлива и различном содержании этанола в эмульсии при частоте вращения 1800 мин⁻¹.

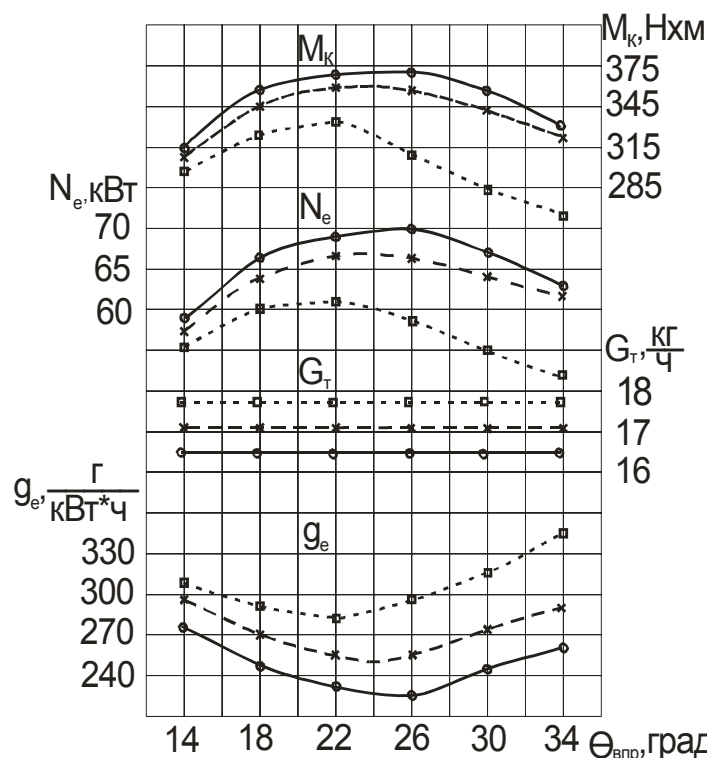


Рис. 4. Изменение мощностных и экономических показателей работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при различных установочных углах опережения впрыскивания топлива при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:

- — ○ — дизельное топливо;
- × — × — 20% этанола в топливе;
- — □ — 40% этанола в топливе

Анализ данных показывает, что при работе дизеля на чистом ДТ оптимальным углом опережения впрыскивания топлива является $\Theta_{впр} = 26^\circ$. Значение эффективной мощности при этом максимально $N_{e \max} = 70 \text{ кВт}$, а значение удельного эффективного расхода топлива минимально $g_{e \min} = 235 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. Уменьшение или увеличение установочного угла от этого значения вызывает снижение эффективной мощности и повышение удельного эффективного расхода топлива.

Работе дизеля на высококонцентрированных эмульсиях сопровождается изменением характера кривых. Так, значения часового расхода топлива увеличиваются от 16,5 кг/ч при работе дизеля на чистом ДТ, до 17,1 кг/ч и 17,7 кг/ч при работе дизеля с содержанием этанола в эмульсии 20 % и 40 %, соответственно. Увеличение вызывается снижением нижней расчетной теплоты сгорания ЭТЭ. Максимальные значения эффективной мощности и минимальные значения удельного эффективного расходов топлива достигаются при меньших значениях $\Theta_{впр}$. Так, при работе дизеля на ЭТЭ с содержанием 40 % этанола, эти значения достигаются при $\Theta_{впр} = 22^\circ$ и составляют $N_{e \max} = 61,1 \text{ кВт}$, $g_{e \min} = 284 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. При изменении $\Theta_{впр}$ в ту или иную сторону мощность и экономичность работы дизеля ухудшаются. С учетом

лучшей экономичности работы дизеля и максимального значения эффективной мощности угол $\Theta_{впр} = 22^\circ$ следует считать оптимальным установочным углом опережения впрыскивания топлива для работы на ЭТЭ с содержанием 40 % этанола и присадок.

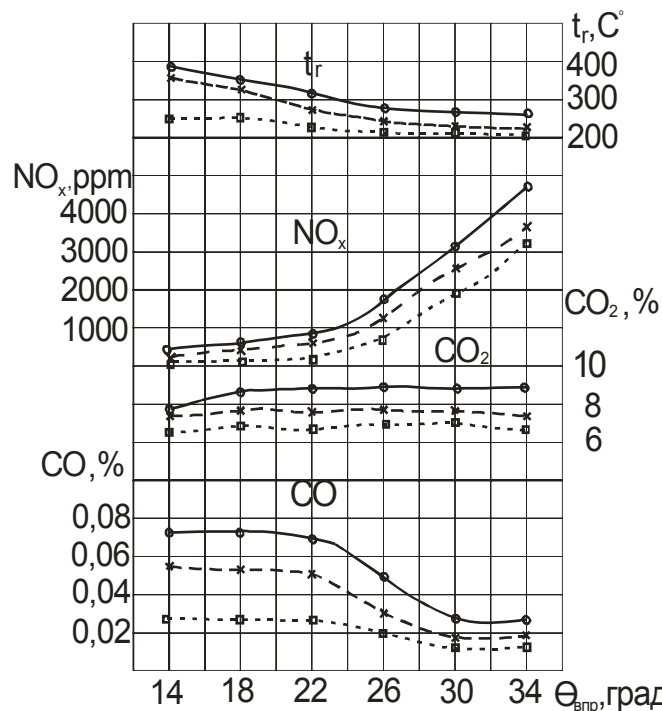


Рис. 5. Изменение токсических показателей работы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при различных установочных углах опережения впрыскивания топлива при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:

- — — — ○ — дизельное топливо;
- × — — × — 20% этанола в топливе;
- — — — □ — 40% этанола в топливе

Изменение содержания токсичных компонентов и сажи в отработавших газах (ОГ) дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от установочного угла опережения впрыскивания топлива для частоты вращения 1800 мин^{-1} представлено на рис. 5 и 6.

Из данных рис. 5 видно, что изменение установочного угла опережения впрыскивания топлива при работе дизеля на чистом ДТ практически не изменяет эмиссии с ОГ несгоревших полициклических углеводородов C_xH_y и диоксида углерода CO_2 . Вместе с ростом установочного угла эмиссия оксидов углерода CO с ОГ снижается от 0,07% при $\Theta_{впр} = 14^\circ$ до 0,03% при $\Theta_{впр} = 34^\circ$, а выброс твердых частиц сажи и суммарных оксидов азота NO_x , напротив, возрастает. Если при $\Theta_{впр} = 14^\circ$ выброс составлял для частиц сажи 13,7%, а для суммарных оксидов азота 246 ppm, то при $\Theta_{впр} = 34^\circ$ эти значения составляют, соответственно, 36,3% и 4812 ppm: изменение установочного угла опережения впрыскивания топлива вызывает неоднозначное влияние на показатели дымности и токсичности дизеля.

Можно предположить, что при ранних значениях установочного угла опережения впрыскивания топлива имеет место всевозрастающая неполнота сгорания заряда из-за неоднородного состава топливовоздушной смеси, обуславливающая недоокисление частиц углерода до оксида CO. Одновременно увеличение установочного угла опережения впрыскивания топлива вызывает переохлаждение образующихся частиц сажи. Частицы становятся слишком холодными для того, чтобы быстро окислиться до оксидов углерода CO, и появляются в ОГ, увеличивая эмиссию сажи (рис. 5).

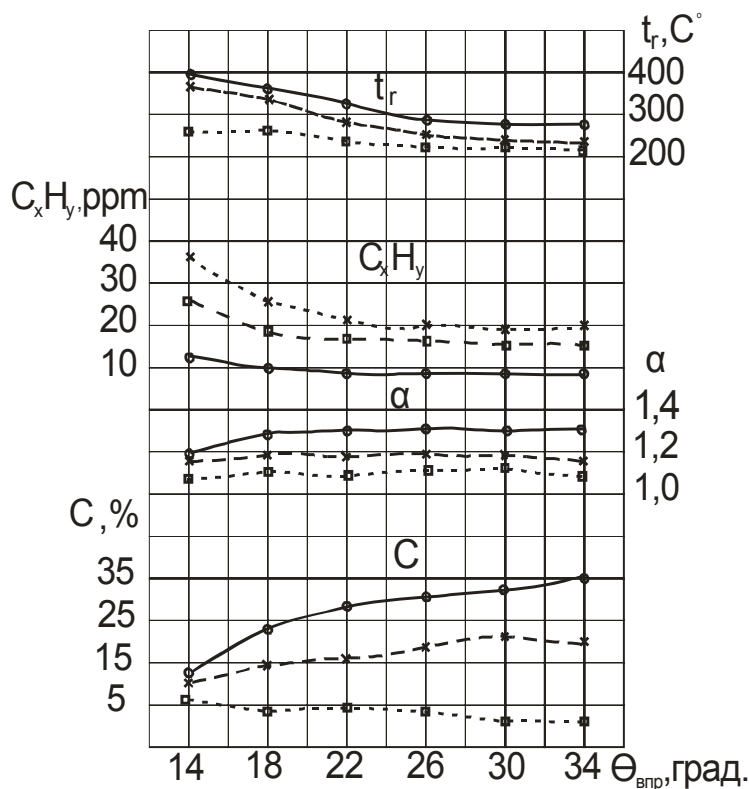
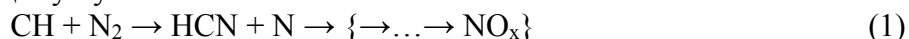


Рис. 6. Изменение показателей дымности дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при различных установочных углах опережения впрыскивания топлива при n= 1800 мин⁻¹:

- — — ○ - дизельное топливо;
- ✕ — — ✕ - 20% этанола в топливе;
- — — — □ - 40% этанола в топливе

Радикалы СН, образующиеся как промежуточные компоненты во фронте пламени, не способствуют росту эмиссии несгоревших полициклических углеводородов C_xH_y (рис. 6). Вместо этого они реагируют с азотом имеющегося в достаточном количестве воздуха (рис. 6) с образованием цианисто-водородной кислоты, которая далее реагирует с образованием оксидов азота NO_x по следующему пути:



Очевидно, при постоянном снижении температуры ОГ (рис. 6) имеет место рост образующихся быстрых оксидов азота (рис. 5) по известному механизму Фенимора.

Переход дизеля для работы на ЭТЭ вызывает значительное изменение его показателей дымности и токсичности. Эмиссия оксидов СО и диоксидов СО₂, а также выброс частиц сажи с ОГ дизеля снижается вместе с ростом присутствия этанола в ЭТЭ. Так, если при значении установочного угла опережения впрыскивания топлива Θ_{впр} = 26° и работе дизеля на чистом ДТ эмиссия СО составляла 0,05%, СО₂ – 8,5 %, а выброс частиц сажи – 31,2 %, то при добавке 20 % этанола при значении установочного угла опережения впрыскивания топлива Θ_{впр} = 22° эти значения составляют 0,05% для СО, 7,5 % для СО₂, и 16 % для частиц сажи. При добавке 40 % этанола в топливо при значении установочного угла опережения впрыскивания топлива Θ_{впр} = 22° эти значения равны, соответственно 0,02 % для СО, 7 % для СО₂, и 4,5 % для частиц сажи. Таким образом, максимальное снижение эмиссии СО составляет 0,03 %, эмиссии СО₂ – 1,5 %, а выброса частиц сажи – 26,7 %.

Снижение эмиссии СО и СО₂, очевидно, вызывается снижением присутствия связанного углерода в исходных компонентах топлива, снижение выброса частиц сажи – меньшей склонностью к дымлению спиртов в сравнении с ДТ. При этом указанная тенденция наблюдается во всем рассмотренном диапазоне изменения значений установочного угла опережения впрыскивания топлива.

Добавка этанола в топливо не изменяет характера кривой значений содержания суммарных оксидов азота NO_x во всем рассматриваемом диапазоне. Можно предположить сохранение действующего механизма их образования. В то же время численные значения эмиссии оксидов азота с ОГ дизеля становятся ниже. Так, если при значении установочного угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ и работе дизеля на чистом ДТ эмиссия NO_x составляла 1798 ppm, то при добавке 20 % и 40 % этанола в топливо при значении установочного угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$ эти значения составляют 757 ppm и 387 ppm соответственно.

Эмиссия с ОГ несгоревших полициклических углеводородов C_xH_y вместе с добавкой этанола в топливо возрастает. Возможно, решающее значение в этом случае оказывает ускорение процесса горения спиртосодержащего топлива [5]. Так, если при значении установочного угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ и работе дизеля на чистом ДТ эмиссия C_xH_y составляла 9 ppm, то при добавке 20 % и 40 % этанола в топливо при значении установочного угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$ эти значения составляют 18 ppm и 22 ppm соответственно.

Заключение

Необходимые значения стабильности и эксплуатационных свойств ЭТЭ могут быть достигнуты правильным выбором вида и концентрации присадки. Содержание дистиллированной воды в этаноле следует ограничить на уровне 12 % от его массы. Работа тракторного дизеля на ЭТЭ возможна только с учетом модернизации его системы питания. При работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S5) на ЭТЭ с содержанием этанола до 40 % оптимальным установочным углом опережения впрыскивания следует считать угол $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$.

Работа дизеля на ЭТЭ с добавками 20 % и 40 % этанола позволяет сократить расход ДТ до 21,5...58,5 %. При этом значения эффективной мощности и крутящего момента снижаются на 10,8...19,7 %. Работа дизеля на ЭТЭ с содержанием 40 % этанола позволяет снизить эмиссию в ОГ дизеля оксидов углерода CO в 2,5 раза, диоксидов углерода CO_2 – на 21 %, суммарных оксидов азота NO_x – в 4,6 раза и частиц сажи – в 7 раз. Вместе с тем, имеет рост эмиссии несгоревших полициклических углеводородов C_xH_y в ОГ дизеля в 2,4 раза. Представляет значительный интерес исследование работы трактора на ЭТЭ в условиях реальной эксплуатации.

Библиографический список

1. **Карташевич, А.Н.** Применение этанолсодержащих топлив в дизеле / А.Н. Карташевич, С.А. Плотников, Г.Н. Гурков. Ч. 2. – Киров, 2011. – 116 с.
2. **Карташевич, А.Н.** Применение топлив на основе рапсового масла в тракторных дизелях / А.Н. Карташевич, С.А. Плотников, В.С. Товстыка. – Киров, 2014. – 144 с.
3. **Плотников, С.А.** Оценка экологической эффективности применения этанола в качестве альтернативного топлива / С.А. Плотников, М.В. Смольников // Актуальные направления научных исследований XXI века: Теория и практика. – 2015. – Т. 3, № 4-1. – С. 93-97.
4. **Карташевич, А.Н.** Исследование работы двигателя 1Ч 6,8/5,4 на альтернативных топливах / А.Н. Карташевич, П.Ю. Малышкин, С.А. Плотников, А.С. Зубакин // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2016. – № 4. – С. 115-117.
5. **Плотников, С.А.** Улучшение эксплуатационных показателей тракторных дизелей применением спиртосодержащих топлив / С.А. Плотников, С.Н. Гуцин. – Киров, 2003. – 162 с..
6. **Карташевич, А.Н.** Исследование свойств новых топлив на основе этанола / А.Н. Карташевич, С.А. Плотников, М.В. Смольников // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – № 1. – С. 114-117.
7. **Плотников, С.А.** Создание новых видов альтернативных топлив на основе этанола / С.А. Плотников, М.В. Смольников // Общество, Наука, Инновации (НПК-2016). Всерос. ежегод. науч.-практ. конф. (18-29 апреля 2016 г.). Сб. статей. – Киров, 2016. – С. 1358-1362.

8. Заявка 051849 Российская Федерация, МПК С10L 1/16, С10L 1/32. Топливная эмульсия / Плотников С.А., Карташевич А.Н., Смольников М.В. – № 2016133410/17; заявл. 12.08.16; опубл.: 24.01.18, Бюл. № 3.
9. **Плотников, С.А.** Модернизация системы топливоподачи тракторного дизеля, работающего на этанолю-топливной эмульсии / С.А. Плотников, А.Н. Карташевич, М.В. Смольников // Общество, Наука, Инновации (НПК-2017). Всерос. ежегод. науч.-практ. конф. (1-29 апреля 2017 г.). Сб. статей. – Киров, 2017. – С. 1835-1840.

*Дата поступления
в редакцию: 06.02.2019*

A.N. Kartashevich¹, S.A. Plotnikov¹, M.V. Smolnikov¹, P.I. Bazhan², A.A. Mironov²

OPTIMIZATION OF SYSTEM SUBMISSION OF FUEL OF THE TRACTOR DIESEL ENGINE FOR WORK ON FUELS WITH ADDITIVES OF ETHANOL

Vyatka state university, Kirov¹
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev²

Object of research is the fuel mix consisting of ethanol and diesel fuel.

The research problem was development of structure with the improved operational properties.

The purpose of research was finding-out of influence of structure of fuel on parameters of work of a diesel engine.

Methods of the present researches were laboratory and bench tests.

Carried out researches and their analysis have allowed to define optimum values of adjustments of the fuel equipment of a diesel engine.

Keywords: diesel, ethanol, bench tests, effective indices, toxic components, fuel soot.

УДК 629. 336

А.В. Папунин, В.С. Макаров, В.В. Беляков

**МОДЕЛЬ ПРЕОДОЛЕНИЯ РАЗРУШАЕМОГО РВА
МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ**

Нижегородский государственный технический университет им Р.Е. Алексеева

Рассматривается процесс движения многоосной машины через разрушаемый ров. Представлена математическая модель обрушения стенки рва в пространственной постановке при первом и последующих проходах колес машины. Приведены математические зависимости для расчета размера возникающего при этом уширения рва. Впервые представлена математическая модель обрушения стенок рва на неоднородном грунте, учитывающая влияние дерна на величину обрушения. Приводится сравнение теоретических моделей и реального процесса обрушения стенок рва на песчаном грунте и грунте с дерном после проезда транспортного средства «Корсак». Разработана математическая модель динамики преодоления рва многоосной колесной машиной, учитывающая разрушение стенок рва. Приведена методика расчета профильной проходимости многоосных колесных машин при преодолении разрушаемого рва.

Ключевые слова: профильная проходимость, многоосная колесная машина, подвижность, разрушаемый ров.

Подвижность транспортно-технологических машин (ТТМ) можно определить как интегральное эксплуатационное свойство, детерминирующее способность выполнять поставленную задачу с оптимальной адаптивностью к условиям эксплуатации и техническому состоянию самой машины. Речь идет о возможности машины противостоять внешним и внутренним факторам, препятствующим выполнению поставленной цели [1, 2]. Одной из задач подвижности является поддержания проходимости. Можно выделить профильную и опорную проходимость, а также преодоление водных преград. Профильная проходимость характеризует возможность ТТМ преодолевать различные неровности пути без инженерного вмешательства [3,4]. Наиболее характерным и сложным случаем движения является преодоление ТТМ барьерных препятствий. В связи с этим они рассматриваются как один из основных случаев для оценки профильной проходимости. Оценочные показатели профильной проходимости автомобиля – дорожный просвет, передний и задний свесы, углы переднего и заднего свеса, продольный радиус проходимости, наибольший угол преодолеваемого подъема, наибольший угол преодолеваемого косогора. Также к ним можно отнести углы гибкости автопоезда, поперечный радиус проходимости, угол перекоса мостов, коэффициент совпадения следов передних и задних колес, ширина преодолеваемого в поперечном направлении рва, высота преодолеваемой вертикальной стенки (эскарпа), глубина преодолеваемого брода.

Проведенный анализ показал, что разрушаемость профильных препятствий положительно сказывается на проходимости во всех случаях, кроме преодоления рва. Были рассмотрены работы по исследованию профильной проходимости. В разное время изучением данных вопросов занимались многие исследователи: Я.С. Агейкин, А.С. Антонов, Л.В. Барахтанов, В.В. Беляков, Н.С. Вольская, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, Г.В. Зимелев, В.А. Иларионов, В.Н. Кравец, В.В. Ларин, А.С. Литвинов, Г.И. Мамити, В.Н. Наумов, В.И. Песков, В.В. Селифонов, В.А. Скотников, Г.А. Смирнов, В.П. Тарасик, Я.Е. Фаробин, Е.А. Чудаков, M.G. Veker, J. Wong и др.

Анализ данных исследований показал, что все математические модели рассматривают в основном только преодоление недеформируемых препятствий. Кроме того, не учитывается динамика преодоления рва, что является существенным недостатком данных зависимостей. В то же время эмпирически установлено, что чем больше скорость, тем больший ров машина может преодолеть. В связи с этим авторами была разработана математическая модель преодоления разрушаемого рва многоосной колесной машиной.

Математическая модель взаимодействия колеса машины с разрушаемым рвом

На рис. 1 приведена схема преодоления машиной рва с учетом его разрушаемости.

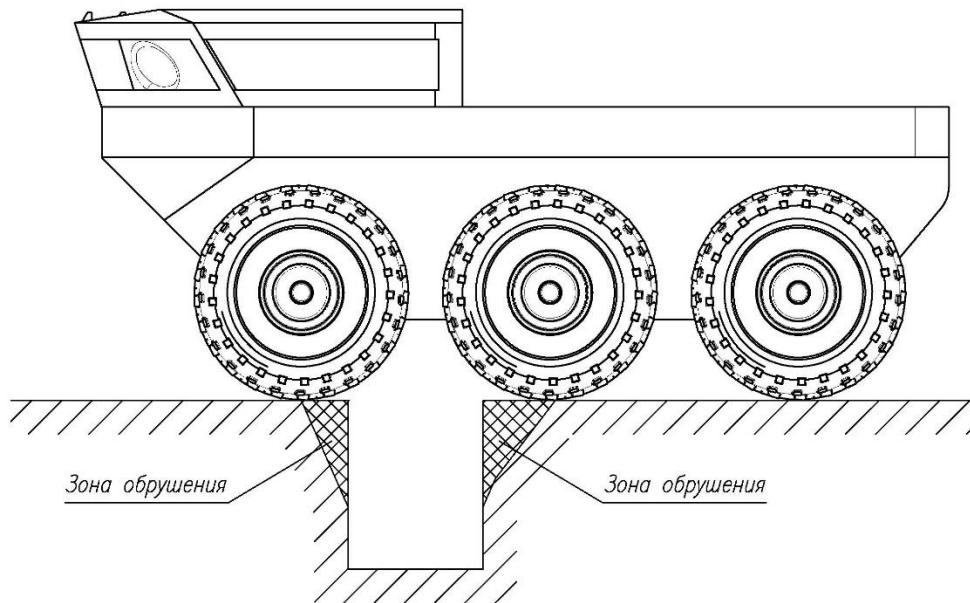


Рис. 1. Движение многоосной машины через ров

Ров становится шире, и происходит обрушение стенок по мере прохода колес многоосной машины.

Математическая модель обрушения стенок рва на однородном грунте

На рис. 2. показана схема обрушения стенок рва в соответствии с работами [5, 6]. Слева изображен проход первого колеса. Ров имеет естественный уклон γ . Когда на краю рва оказывается колесо (сила G_K), под действием этой силы будет происходить обрушение стенки по линии 1-2 L_{X1} , ширина рва будет увеличиваться на величину 2-3 L_{Y1} , а срез материала будет происходить в соответствии с углом внутреннего трения материала.

При проходе второго колеса будет наблюдаться картина в соответствии со схемой на рис. 2 (справа). Грунт также будет осыпаться по углу внутреннего трения материала, но уже по линии 4-5 L_{X2} . Соответственно, колея увеличится на 2-4 L_{Y2} [5]. Для третьего и последующих колес уширение колеи будет происходить аналогичным образом.

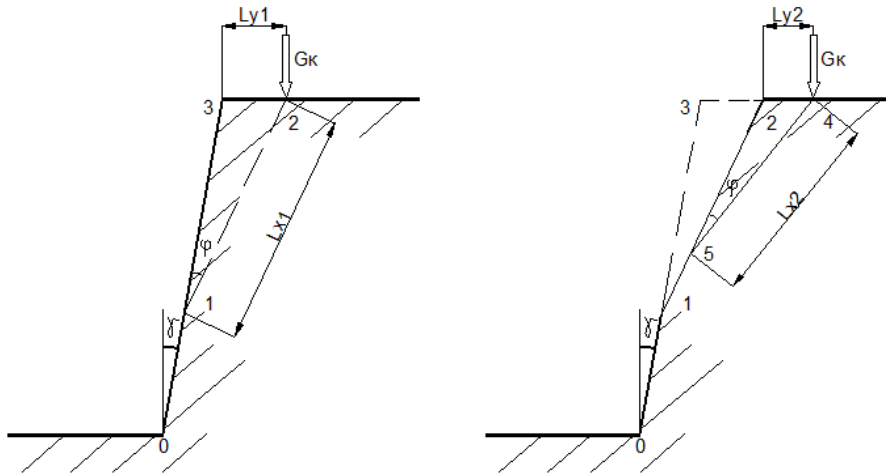


Рис. 2. Обрушение стенки рва при первом и втором проходах машины [5]

Также в работе [5] рассматривается сила сопротивления разрушению грунта за счет трения по поверхности 3 (рис. 3, а), и не учитываются зоны 1 и 2. На рис. 2.3 показан клин грунта подверженный разрушению. На рис. 3, а показана идеальная модель, а рис. 3, б – реальная, т.е. стенки 1 и 2 не параллельны, и ширина клина больше ширины колеса. Это отчетливо видно на рис. 4.

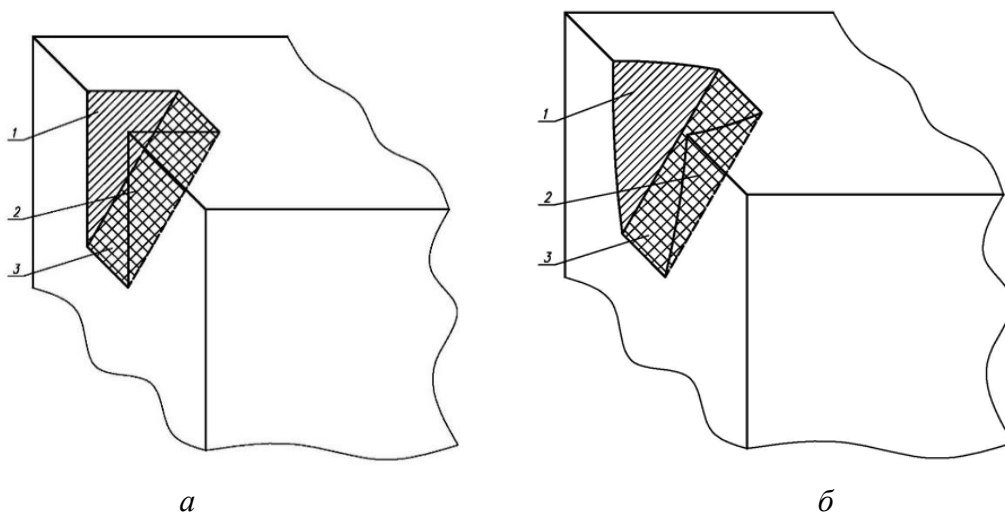


Рис. 3. Схема обрушения стенки рва
а – идеальная, б – реальная



Рис. 4. Песчаный ров после проезда ТС «Корсаж»

Сила трения в зоне скольжения клина грунта будет определяться из условия трения на этом участке в соответствии с зависимостью:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}(1,2)} + F_{\text{тр}(3)}, \quad (1)$$

где $F_{\text{тр}(1,2)}$ – трение на участках 1 и 2, $F_{\text{тр}(3)}$ – трение на участке 3.

В общем случае трение клина грунта будет определяться из выражения [3, 4]:

$$F_{\text{тр}} = cA + F \operatorname{tg} \varphi, \quad (2)$$

где c и φ – связность и угол внутреннего трения грунта, A – площадь сдвига, примем, F – нагрузка перпендикулярная площадке сдвига.

Для участка 1, 2 примем, что

$$F_{\text{тр}(1,2)} = cA_{(1,2)}, \quad (3)$$

где $A_{(1,2)}$ – площадь участка среза.

В соответствии со схемой на рис. 2:

$$A_{(1,2)} = \xi L_{Yi}^2 \frac{\cos(\gamma+(i-1)\varphi) \cos(\gamma+i\varphi)}{2 \sin \varphi}, \quad (4)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий реальный процесс обрушения стенок рва ($\xi = 1, 1-1,4$).

Для участка 3 примем, что

$$F_{\text{тр}(3)} = cA_{(3)} + F \operatorname{tg} \varphi, \quad (5)$$

где $A_{(3)}$ – площадь участка среза.

В соответствии со схемой на рис. 2

$$A_{(3)} = B L_{Xi}, \quad (6)$$

B – ширина колеи (колеса), $L_{Xi} = L_{Yi} \frac{\cos(\gamma+(i-1)\varphi)}{\sin \varphi}$, т.е.

$$A_{(3)} = B L_{Yi} \frac{\cos(\gamma+(i-1)\varphi)}{\sin \varphi}, \quad (7)$$

$$F = G_{Ki} \sin(\gamma + i\varphi). \quad (8)$$

Сила скольжения клина грунта будет равна

$$F_{\text{тр}} = G_{Ki} \cos(\gamma + i\varphi). \quad (9)$$

Таким образом, подставив значения в уравнение (1), получим

$$G_{Ki} \cos(\gamma + i\varphi) = c\xi L_{Yi}^2 \frac{\cos(\gamma + (i-1)\varphi) \cos(\gamma + i\varphi)}{\sin \varphi} +$$

$$+ cB L_{Yi} \frac{\cos(\gamma+(i-1)\varphi)}{\sin \varphi} + G_{Ki} \sin(\gamma + i\varphi) \operatorname{tg} \varphi.$$

$$a_p L_{Yi}^2 + b_p L_{Yi} + c_p = 0,$$

$$a_p = c\xi \frac{\cos(\gamma + (i-1)\varphi) \cos(\gamma + i\varphi)}{\sin \varphi},$$

$$b_p = cB \frac{\cos(\gamma + (i-1)\varphi)}{\sin \varphi},$$

$$c_p = G_{Ki} [\sin(\gamma + i\varphi) \operatorname{tg} \varphi - \cos(\gamma + i\varphi)].$$

$$L_{Yi} = \frac{-b_p + \sqrt{b_p^2 - 4a_p c_p}}{2a_p} \quad (10)$$

Проведенные исследования показали, что характер обрушения однородного грунта соответствует теоретическим исследованиям. На рис. 4 показан фрагмент испытаний, проведенных на песчаном полотне пути в октябре 2017 года на специальном ТС «Корсак» [7] Как видно из рис. 4, на нем присутствуют обрушения стенок рва.

Однако, зависимость (10) справедлива только для специально подготовленных рвов вырытых однородном грунте типа песка, что маловероятно на практике. Общим случаем является ров на неоднородном грунте.

Математическая модель обрушения стенок рва на неоднородном грунте

На рис. 5 показана схема участка рва, имеющего верхний слой дерна [8, 9]. На рис. 6 показан момент образования сдвига клина при преодолении рва на грунте с неоднородной структурой.

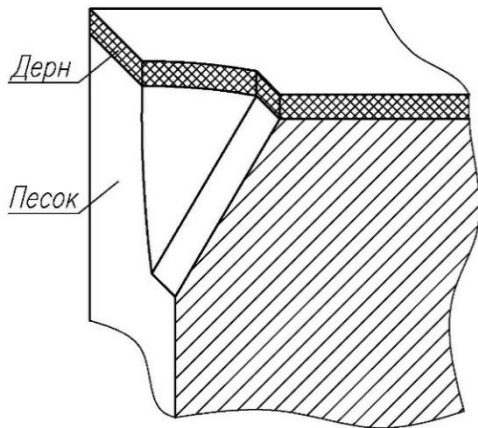


Рис. 5. Схема обрушения стенки рва на неоднородном грунте



Рис. 6. Ров на неоднородном грунте (песок с дерном) после проезда ТС «Корсак»

Для того, чтобы учесть составляющую сопротивления от среза дерна, в зависимость (1) необходимо ввести дополнительный член, учитывающий это.

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}(1,2)} + F_{\text{тр}(3)} + F_{\text{тр}(д)}, \quad (11)$$

где $F_{\text{тр}(д)}$ – трение на участке с дерном.

Как показали экспериментальные исследования, при расчете трения дерна достаточно учитывать только первое слагаемое, а срез можно считать по вертикали, что обусловлено структурой материала полотна пути. Поэтому

$$F_{\text{тр}(д)} = c_d A(д), \quad (12)$$

где $A(д)$ – площадь участка среза, c_d – связность дерна.

В соответствии со схемой на рис. 5,

$$A(д) = h_d (2\xi L_{Yi} + B), \quad (13)$$

где h_d – толщина дерна. Тогда зависимость (11) примет следующий вид:

$$\begin{aligned} G_{ki} \cos(\gamma + i\varphi) &= c\xi L_{Yi}^2 \frac{\sin(\gamma + (i-1)\varphi) \cos(\gamma + i\varphi)}{\sin \varphi} + cB L_{Yi} \frac{\sin(\gamma + (i-1)\varphi)}{\sin \varphi} + \\ &+ G_{ki} \sin(\gamma + i\varphi) \operatorname{tg} \varphi + c_d h_d (2\xi L_{Yi} + B) \\ G_{ki} \cos(\gamma + i\varphi) &= c\xi L_{Yi}^2 \frac{\cos(\gamma + (i-1)\varphi) \cos(\gamma + i\varphi)}{\sin \varphi} + \\ &+ cB L_{Yi} \frac{\cos(\gamma + (i-1)\varphi)}{\sin \varphi} + G_{ki} \sin(\gamma + i\varphi) \operatorname{tg} \varphi + c_d h_d (2\xi L_{Yi} + B). \\ a_p L_{Yi}^2 + b_p L_{Yi} + c_p &= 0, \\ a_p &= c\xi \frac{\cos(\gamma + (i-1)\varphi) \cos(\gamma + i\varphi)}{\sin \varphi}, \quad b_p = cB \frac{\cos(\gamma + (i-1)\varphi)}{\sin \varphi} + 2c_d h_d \xi, \end{aligned}$$

$$c_p = G_{ki} [\sin(\gamma + i\varphi) \tan \varphi - \cos(\gamma + i\varphi)] + c_d h_d B,$$

$$L_{\gamma i} = \frac{-b_p + \sqrt{b_p^2 - 4a_p c_p}}{2a_p} \quad (14)$$

Таким образом, зависимости (1-14) позволяют рассчитать величину уширения рва при проходе многоосной машины.

При определении суммарного увеличения ширины рва необходимо учитывать, что уширения после каждого прохода рассчитываются с учетом перераспределения нагрузок по движителям. При этом значения суммарного уширения для разных стенок рва (эскарпа и контрэскарпа) будут различными.

Аналитическая зависимость для расчета уширения рва для каждой стенки представлена ниже:

$$L_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n L_{\gamma i}, \quad (15)$$

где n – число осей.

Ширина разрушаемого рва после прохода машины будет в общем случае рассчитываться по зависимости:

$$b_{pp} = b_p + 2L_n, \quad (16)$$

где b_p – ширина рва до разрушения стенок.

Рассматриваемое увеличение ширины рва будет способствовать снижению проходимости шасси, в том числе – его застреванию. Очевидно, что преодолению рва будет способствовать скорость движения шасси, поэтому необходимо исследовать движение именно в динамике. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

Математическая модель динамики преодоления рва многоосной колесной машиной

Схема преодоления критического значения ширины рва дана на рис. 7.

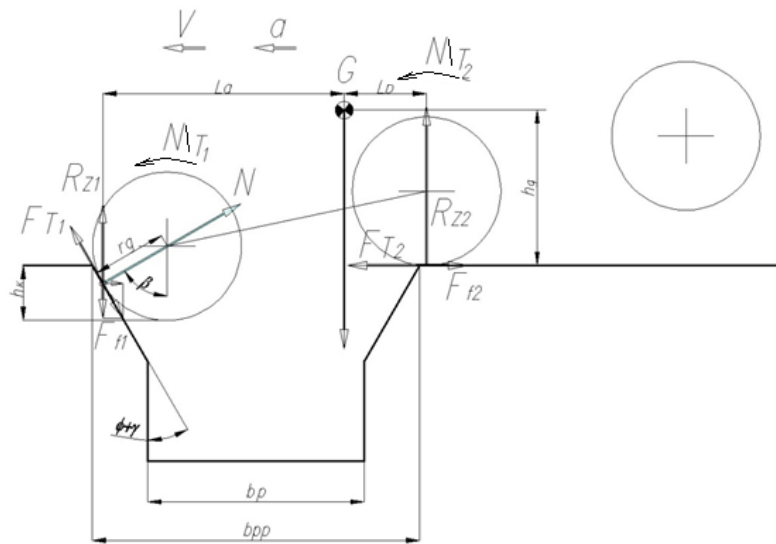


Рис. 7. Схема к расчету критического значения ширины разрушаемого рва

Рассмотрим схему на рис. 7 более подробно.

Расчет клевка машины вперед производится в соответствии с уравнением вращательного движения. В общем случае он будет определяется из выражения:

$$J\varepsilon = G_a l_b - F_w h_w - F_{кр} h_{кр} - m_a a h_g, \quad (17)$$

где J – момент инерции шасси, ε – вращательное ускорение, G_a – вес машины, l_b – плечо действия силы, $l_b = l_2 \cos \alpha$, l_2 – расстояние от центра масс до второй оси шасси, α – угол клевка

машины, F_w – сила сопротивления воздуха, h_w – высота центра парусности, $F_{кр}$ – сила сопротивления от крюковой нагрузки, $h_{кр}$ – высота приложения крюковой нагрузки, m_a – масса машины, a – ускорение шасси, h_g – высота центра масс.

В случае установившегося движения с небольшой скоростью и принимая, что значения клевка машины невелики можно принять, что:

$$\varepsilon = \frac{G_a l_2}{J}. \quad (18)$$

Величину клевка можно определить в зависимости от ширины рва: она будет определяться в соответствие с уравнением движения.

$$\alpha = \alpha_0 + \omega_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}, \quad (19)$$

где α_0 – начальный угол, $\alpha_0 = 0$, ω_0 – начальная угловая скорость, $\omega_0 = 0$, t – время движения через ров до контакта со стенкой, $t = \frac{S}{V}$, S – ширина рва от разрушенного уступа, до контакта со стенкой.

Таким образом, величина клевка может быть рассчитана по зависимости:

$$h_k = (l_1 + l_2) \sin \alpha, \quad (20)$$

где l_1 – расстояние от центра масс до 1-ой оси шасси.

Рассмотрим взаимосвязь параметров в соответствие со схемой на рис. 7.

$$G_a = R_{z1} + R_{z2}, \quad (21)$$

$$\frac{R_{z1}}{R_{z2}} = \frac{l_a}{l_b}, \quad (22)$$

$$l_a = l_1 \cos \alpha + r_d \sin \beta, \quad (23)$$

где r_d – динамический радиус колеса.

Угол β будет определяться исходя из зависимости:

$$\beta = \min[90 - (\varphi + \gamma); \arccos(1 - h_k r_d^{-1})], \quad (24)$$

где φ – угол внутреннего трения грунта, γ – угол откоса стенки рва [3].

Для оценки возможности движения, рассмотрим уравнения движения шасси. Спроецируем силы на оси OX, OY и рассмотрим равенство моментов относительно точки контакта первого колеса со стенкой рва.

$$\begin{aligned} X: F_{T_1} \cos \beta - F_{f_1} \cos \beta - N \sin \beta + F_{T_2} - F_{f_2} - F_w - F_{кр} &= m \frac{dV}{dt} \\ Y: F_{T_1} \sin \beta - F_{f_1} \sin \beta + N \cos \beta + R_{z_2} - G_a &= m \frac{dV_y}{dt} \\ M: -G_a l_a + R_{z_2} (l_a + l_b) + (F_{T_2} - F_{f_2}) (h_k - (r_d - r_d \cos \beta)) + \\ + m a (h_g - (r_d - r_d \cos \beta)) - F_w (h_w - (r_d - r_d \cos \beta)) + M_T &= J \frac{d\omega}{dt} \end{aligned} \quad (25)$$

где F_{T_i} – реализуемая сила тяги на колесах i -ой оси, F_{f_i} – сила сопротивления качения на колесах i -ой оси, в расчетах можно принять $F_{f_i} = f N_i$, N – нормальная реакция на колесо, f – сопротивление качения колеса по грунтовой поверхности; в рассматриваемых условиях в соответствии с [6] $f = 0,02 - 0,05$, M_T – суммарный тяговый момент, подводимый к колесам шасси.

Максимальная ширина преодолеваемого рва будет, если сила тяги на колесах машины не менее силы сцепления. Таким образом, сила тяги может быть рассчитана по зависимости [3, 10]:

$$F_T = F_{T_{ш}} + F_{T_{г}}, \quad (26)$$

где $F_{T_{ш}}$ – сила тяги по сцеплению от трения материала шины по грунту; $F_{T_{г}}$ – сила тяги по сцеплению от внутреннего трения материала грунта.

$F_{T_{ш}}$ может быть рассчитана по упрощенной зависимости:

$$F_{T_{ш}} = \varphi_p N k_n, \quad (27)$$

где φ_p – коэффициент трения резины по грунту; в рассматриваемых условиях в соответствии с [3] $\varphi_p = 0,5 - 0,8$, k_n – коэффициент насыщенности протектора, для шасси исследуемых в данной работе $k_n = 0,4 - 0,6$.

$$F_{T_i} = (cA + N_i \operatorname{tg} \varphi)(1 - k_n), \quad (28)$$

где c – коэффициент связности грунта и φ – угол внутреннего трения грунта, A – площадь контакта колеса с опорной поверхностью.

Таким образом, используя формулы (17-28), можно рассчитать максимальную преодолеваемую ширину разрушаемого рва машиной с колесной формулой бх6. С учетом предложенных математических зависимостей рассмотрим методику расчета профильной проходимости многоосных колесных машин при преодолении разрушаемого рва.

Методика расчета профильной проходимости многоосных колесных машин при преодолении разрушаемого рва

Для начала задаются типом грунта и параметрами шасси. По зависимостям (24, 25) определяют β^{\max} – предельный угол скоса обрушаемой стенки рва, который может преодолеть шасси по условию сцепления.

Далее проверяется условие

$$(90 - \beta^{\max}) < (\varphi + \gamma). \quad (29)$$

Если оно выполняется, то $h_k = L_x \cos(\gamma + \varphi)$. Отсюда можно вычислить параметры предельной скорости и ширины рва используя зависимости (18-20). При этом целесообразно рассчитывать параметр ζ .

$$\zeta = \left(\frac{S}{V}\right)^2 \quad (30)$$

$$\zeta = 2 \left(\frac{J}{G_a l_2}\right) \arcsin\left(\frac{L_{x1} \cos(\gamma + \varphi)}{(l_1 + l_2)}\right) \quad (31)$$

Зная параметр ζ , можно рассчитать соотношение $\frac{S}{V}$. Таким образом, задаваясь скоростями определяем параметр ширины рва, зная который можно найти ширину разрушаемого рва, который может преодолеть шасси с колесной формулой бх6.

$$S = b_p + L_{Y_{кэ2}} - r_d \cos \beta, \quad (32)$$

где $F_{Y_{кэ2}}$ – уширение от разрушение стенки рва (контрэскарпа) после прохода 2-го колеса.

В соответствии с [5] принимаем предельно допустимые значения

$$b_{p \max} = L \cos \alpha - L_{Y_{кэ2}} + r_d \cos \beta + K_D D, \quad (33)$$

где L – межосевое расстояние, K_D – эмпирический коэффициент формы шины, учитывающий контакт со стенкой (контрэскарпом) не разрушаемого рва. В соответствие с [5] для одной стенки $K_D = 0,3$, D – диаметр шины.

В противном случае, если

$$(90 - \beta^{\max}) > (\varphi + \gamma), \quad (34)$$

то

$$h_k = r_d (1 - \cos \beta). \quad (35)$$

При этом: $\zeta = 2 \left(\frac{J}{G_a l_2}\right) \arcsin\left(\frac{r_d (1 - \cos \beta)}{(l_1 + l_2)}\right) \quad (2.42)$

$$S = b_p + (L_{Y_{э1}} + L_{Y_{кэ2}}) - r_d \cos \beta \quad (36)$$

где $F_{Y_{э1}}$ – уширение от разрушение стенки рва (эскарпа) после прохода 1-го колеса.

$$b_{p \max} = L \cos \alpha - (L_{Y_{э1}} + L_{Y_{кэ2}}) + r_d \cos \beta + K_D D, \quad (37)$$

Также, в соответствии с [4], минимальное исследуемое значение ширины рва можно принять:

$$b_{p \min} = 0,6 D \quad (38)$$

Таким образом, указанная методика позволяет рассчитать для заданных параметров шасси и грунта взаимозависимые параметры скорости и ширины преодолеваемого рва.

Заключение

В рамках проведенных исследований получены следующие результаты.

1. Дано определение подвижности ТТМ.
2. Сделан вывод, что разрушаемость профильных препятствий сказывается положительно на проходимость во всех случаях, кроме преодоления рва.
3. Проведенный анализ исследований других авторов показал, что в основном все математические модели рассматривают только преодоление недеформируемых препятствий. Кроме того, в указанных моделях не рассматривается динамика преодоления рва, что также является недостатком данных зависимостей.
4. Разработана математическая модель преодоления рва многоосной машиной с колесной формулой 6x6, учитывающая особенности взаимодействия шасси с разрушаемыми стенками рва, а также динамику движения, и включающая:
 - математическую модель взаимодействия колеса машины с разрушаемым рвом и математическую модель обрушения стенок рва на однородном грунте, отличающуюся от ранее выполненных исследований пространственной постановкой задачи и учетом дополнительных сил, возникающих при этом;
 - математическую модель обрушения стенок рва на неоднородном грунте.
5. Разработана методика расчета профильной проходимости многоосных колесных машин при преодолении разрушаемого рва.

Библиографический список

1. **Беляков, В.В.** Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин / В.В. Беляков, А.М. Беляев, М.Е. Бушуева [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2013. – № 3 (100). – С. 145-175.
2. **Беляков, В.В.** Подвижность наземных транспортно-технологических машин / В.В. Беляков, Д.В. Зезюлин, В.Е. Колотилин, В.С. Макаров // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2013. – № 4 (101). – С. 72-77.
3. **Барахтанов, Л.В.** Проходимость автомобиля / Л.В. Барахтанов, В.В. Беляков, В.Н. Кравец. – Нижний Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.
4. **Агейкин, Я.С.** Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
5. **Галкин, Д.А.** Математическая модель преодоления разрушаемого рва многоосной колесной машиной / Д.А. Галкин, А.С. Зайцев, В.С. Макаров [и др.] // Журнал автомобильных инженеров. – 2012. – № 6. – С. 40-42.
6. **Зайцев, А.С.** Математическая модель преодоления рва многоосной колесной машиной / А.С. Зайцев, Д.А. Галкин, В.С. Макаров, В.В. Беляков // Леса России и хозяйство в них. – 2012. – № 1-2 (42-43). – С. 39-40.
7. **Папунин, А.В.** Экспериментально-теоретические исследования преодоления рва многоосными колесными машинами / А.В. Папунин, В.В. Беляков, Д.В. Зезюлин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2017. – № 4 (119). – С. 155-162.
8. **Папунин, А.В.** Расчет ширины преодолеваемого рва многоосной колесной машиной / А.В. Папунин, В.В. Беляков, В.С. Макаров // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2018. Сборник тезисов Международной научно-практической конференции (Санкт-Петербургский горный университет, 12-13 апреля 2018 г.). – СПб, 2018. – С. 35.
9. **Papunin, A.V.** A dynamic model of unsupported pit traversal by a vehicle with 6x6 wheel arrangement / A.V. Papunin, V.V. Belyakov, V.S. // Makarov Paper presented at the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2018
10. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения. Научно-техническое издание (Монография) / под общ. ред. В.В. Белякова и А.П. Куляшова. – Нижний Новгород: ТАЛАМ, 2004. – 961 с.

Дата поступления
в редакцию: 09.10.2018

A.V. Papunin, V.S. Makarov, V.V. Belyakov

**MODEL OF OVERCOMING A DESTRUCTIVE DITCH
BY A MULTI-WHEELED VEHICLES**

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev

Purpose: This article discusses the need for calculating the maximum overcoming of the ditch of a multi-axle wheeled vehicle, taking into account the destructibility of profile obstacles and the movement dynamics of the vehicle.

Design / methodology / approach: Mathematical models of the overcrowded ditch are considered, taking into account the collapse of the ditch walls on a uniform and non-uniform soil. The calculation method is given.

Findings: The proposed method allows us to give a better assessment of the cross-country profile of multi-axle wheeled vehicles.

Research limitations/implications: This study was conducted for vehicles with 6x6 wheel formula.

Originality/value: New mathematical models describing the process of destruction of the walls of the moat in the spatial formulation and taking into account the heterogeneity of the soil are given. A new calculation method has been developed.

Keywords: profile passability, multi-wheeled vehicles, mobility, destroyed ditch

УДК 631.372.43.03

С.А. Плотников¹, А.Н. Карташевич¹, П.Н. Черемисинов¹, А.А. Миронов²**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ОТ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5
ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ РАПСОВОГО МАСЛА**Вятский государственный университет¹Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева²

Объектом исследования является дизель 4ЧН 11,0/12,5, работающий на топливах с добавками рапсового масла. Исследование включало проведение стендовых испытаний дизеля и полевых испытаний трактора Беларусь-922. Целью исследования было определение показателей токсичности дизеля на стенде и в составе тракторного агрегата. Методология – стендовые испытания дизеля и полевые испытания трактора Беларусь-922. Проведенные исследования и анализ их результатов позволили определить технико-экономическую эффективность применения рапсового масла в дизельном двигателе.

Ключевые слова: дизель, рапсовое масло, смесевое топливо, стендовые испытания, эффективные показатели.

Одним из главных источников энергии в наземных транспортных средствах является дизельный двигатель. Перспективы исчерпывания сырьевой базы нефтяного топлива, а также спрос на экологически чистые технологии ставят проблему поиска и внедрения заменителей дизельного топлива (ДТ), не загрязняющих окружающую среду и не нарушающих природного равновесия. Поиски новых источников энергии имеют целый ряд причин: ограниченность запасов обычных источников, зависимость от стран-экспортеров нефти, парниковый эффект, который обусловлен поступлением в атмосферу двуокиси углерода, загрязнение атмосферы выхлопными газами. В итоге все чаще применяются так называемые альтернативные топлива, в частности, получаемые из растительных масел. Для европейских условий наиболее перспективным считается рапсовое масло. Его использование возможно в дизельных двигателях, как в чистом виде, так и после химической переработки [1].

Цель настоящей работы – изучение энергетических показателей, показателей токсичности, дымности МТА, выявление эффективности работы МТА на различных видах топлива, оценка возможности улучшения свойств смесевых топлив и расширение путей использования рапсового масла (РМ) в качестве альтернативного топлива.

Применение РМ в чистом виде затруднено в силу отличия свойств нефтяного и растительного топлива. Различие этих свойств обуславливает особенности работы двигателя на чистом РМ и его смесях с дизельным топливом. Исследователями данной проблемы отмечается, что показатели рабочего процесса двигателя связаны с особенностями процессов испарения, смесеобразования и сгорания РМ [2]. Отмечается, что использование чистого РМ требует конструктивных изменений в двигателе, в частности: увеличение проходных сечений топливоподающей аппаратуры, использование добавочных фильтров или более частая их замена, усиление топливopодкачивающего насоса, подогрев масла, установка в камере сгорания модернизированных форсунок. Соответственно, одной из задач настоящих исследований была разработка элементов и систем питания дизеля для нормальной работы дизеля на новых составах топлива. В ходе исследований были разработаны система регулирования дизеля, а также смеситель топлив [3, 4]. Есть все основания предполагать, что при использовании смесей РМ с дизельным топливом есть возможность избежать изменений в конструкции двигателя.

Известно, что на технико-экономические показатели двигателя влияет как химический состав масла, так и тип двигателя, на котором проводятся испытания [5]. Для снижения кинематической вязкости смесей рапсового масла с дизельным топливом, в общем случае, возможна добавка присадок. Следующей задачей исследований стало создание композиции с улучшенными эксплуатационными свойствами. Были проведены работы по изучению свойств рапсового масла в сравнении с маслами нефтяного происхождения, выявлению эффективности присадок различного функционального назначения для оценки возможности улучшения и расширения использования рапсового масла [6]. В результате разработан оригинальный состав топливной композиции на основе ДТ, РМ и присадок с улучшенными эксплуатационными свойствами [7].

При переводе силовой установки трактора для работы на смеси РМ с ДТ важно сохранить мощностные и экономические показатели дизеля на уровне, установленном заводом-изготовителем. Для выполнения этого условия необходимо определить оптимальные регулировки системы топливоподачи дизеля. С этой целью первоначально было установлено влияние добавления РМ в ДТ на значения оптимального установочного угла опережения впрыскивания топлива [8].

Влияние присутствия рапсового масла в суммарном топливе на изменение показателей токсичности и дымности дизеля можно рассмотреть и по скоростным характеристикам на номинальной нагрузке (рис. 1, 2).

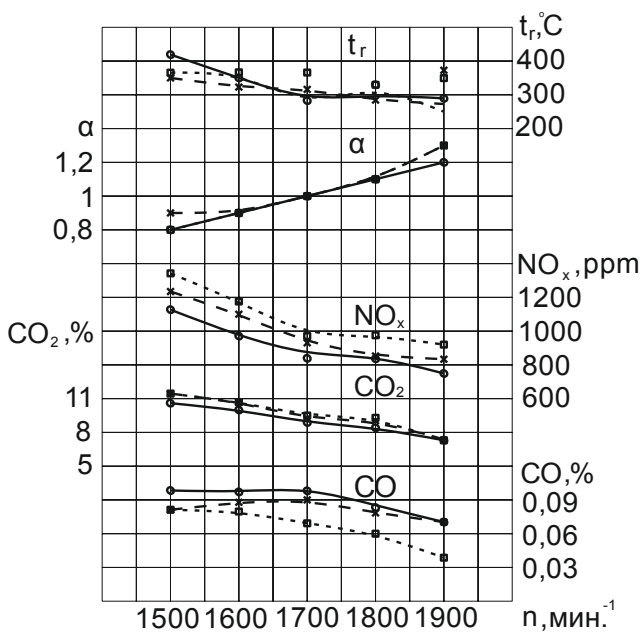


Рис. 1. Показатели токсичности дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения при $p_e = 0,943 \text{ МПа}$:
 ○ — дизельное топливо;
 × — 25% рапсового масла в топливе;
 □ — 45% рапсового масла в топливе

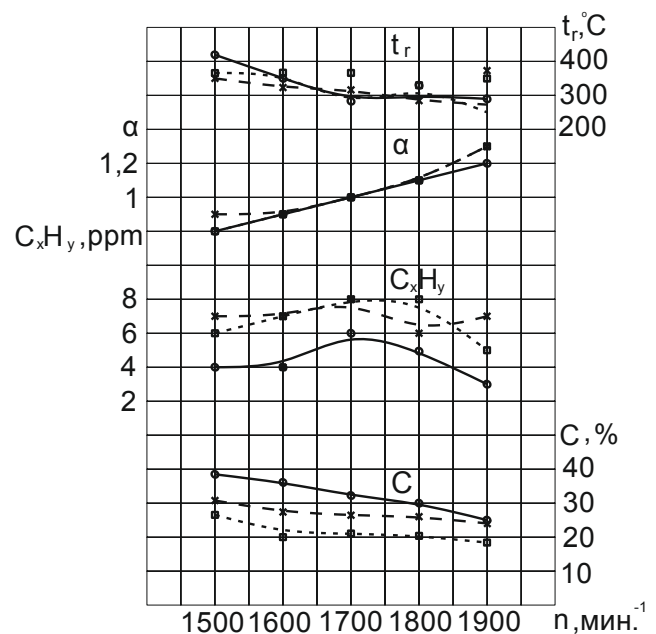


Рис. 2. Показатели дымности дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения при $p_e = 0,943 \text{ МПа}$:
 ○ — дизельное топливо;
 × — 25% рапсового масла в топливе;
 □ — 45% рапсового масла в топливе

Анализ графиков показывает, что при увеличении частоты вращения содержание оксидов азота, оксидов углерода, диоксида углерода, концентрации сажи уменьшается. При номинальной частоте вращения показатели имеют следующие значения, соответственно, для чистого ДТ и случаев присутствия в суммарном топливе 20 % и 45 % РМ, указанные ниже. Содержание оксидов углерода: $\text{CO}_{\text{ДТ}} = 0,085 \%$, $\text{CO}_{\text{РМ20}} = 0,08 \%$, $\text{CO}_{\text{РМ45}} = 0,06 \%$. Содержание диоксидов углерода: $\text{CO}_{2\text{ДТ}} = 8,3 \%$, $\text{CO}_{2\text{РМ20}} = 9 \%$, $\text{CO}_{2\text{РМ45}} = 9,3 \%$. Содержание оксидов

азота: $NO_{xДТ} = 818$ ppm, $NO_{xPM20} = 826$ ppm, $NO_{xPM45} = 983$ ppm. Содержание сажи: $C_{ДТ} = 30$ %, $C_{PM20} = 26$ %, $C_{PM45} = 20,5$ %.

Учитывая, что проводимые исследования направлены на оценку возможности использования топливных композиций в условиях реальной эксплуатации, в дальнейшем были определены энергетические показатели Трактора Беларус-922 при работе на топливе с добавками РМ в полевых условиях (рис. 3). Тяговые испытания проводились в соответствии с ГОСТ 7057-2001. Условия испытаний (метеорологические, характеристики поля и почвы) определялись согласно ГОСТ 20915-2011. Тяговые показатели определялись нагружением движущегося трактора плугом ПЛН-3-35, приложенным к тягово-сцепному устройству согласно ГОСТ 30745-2001. После снятия показателей энергетической оценки машинно-тракторного агрегата (МТА) в процессе испытаний производился расчет согласно ГОСТ Р 52777-2007. Энергетическая эффективность трактора оценивалась согласно использованию теплового потока, подводимого в двигатель в различных эксплуатационных режимах работы МТА.



Рис. 3. Общий вид трактора Беларус-922 с плугом ПЛН-3-35 при полевых испытаниях

Влияние РМ на содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля в зависимости от скорости движения трактора представлено на рис. 4.

При анализе графика (рис. 4) видно, что содержание суммарных углеводородов C_xH_y в ОГ изменяется неоднозначно. Так, при скорости движения трактора $V = 7,5$ км/ч, концентрация C_xH_y при работе на чистом ДТ составляет 7 ppm, для случая присутствия 20 % РМ в смеси – 16 ppm, для случая с 45 % РМ в смеси – 5 ppm. При скорости движения трактора $V = 9,5$ км/ч концентрация C_xH_y для случая чистого ДТ равна 12 ppm, для случая 20 % РМ в смеси – 21 ppm, для случая 45 % РМ в смеси – 8 ppm.

Из графика также видно, что содержание оксидов азота NO_x в ОГ при работе на смеси уменьшается. Так, при скорости движения трактора $V = 7,5$ км/ч концентрация NO_x в ОГ для случая чистого ДТ составляет 630 ppm, для смеси, содержащей 45 % РМ, при той же скорости движения это значение равно 570 ppm.

При скорости движения трактора $V = 9,5$ км/ч концентрация оксидов азота в ОГ для случая чистого ДТ составляет 890 ppm, для смеси, содержащей 45 % РМ значение равно 920 ppm. Согласно термической природе образования оксидов азота NO_x их эмиссия находится в прямой зависимости от содержания свободного кислорода в пламени при условии

достаточно высокой его температуры. Снижение локальной и средней температур цикла в случае работы на топливной композиции, как было показано ранее [8], непосредственно обуславливает снижение эмиссии оксидов азота. В то же время концентрация NO_x находится в прямой зависимости от величины нагрузки, так как параллельно с нагрузкой растет температура ОГ.

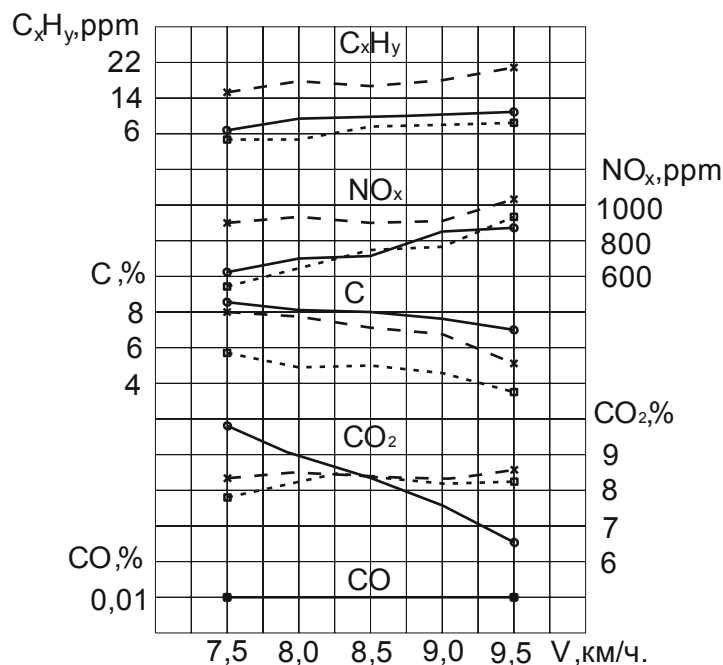


Рис. 4. Показатели дымности и токсичности трактора в зависимости от скорости движения:

- — дизельное топливо;
- * — 25% рапсового масла в топливе;
- — 45% рапсового масла в топливе

Характер кривых изменения уровня концентрации CO примерно одинаков, как при работе на ДТ, так и на смесях ДТ с РМ. При увеличении скорости движения трактора содержание CO в ОГ практически не изменяется. Как при скорости движения трактора $V = 7,5$ км/ч, так и при $V = 9,5$ км/ч, содержание CO для случая работы на чистом ДТ и случае работы с добавками РМ составляет 0,01 %.

Изменение содержания в ОГ CO_2 неоднозначно. Так, при скорости движения трактора $V = 7,5$ км/ч концентрация в ОГ для случая чистого ДТ составляет 9,8 %, а для смесей, содержащих 20 % и 45 % РМ, при той же скорости движения, эти значения, соответственно, равны 8,4 % и 7,8 %. При увеличении скорости движения трактора до $V = 9,5$ км/ч содержание CO_2 в ОГ для случая чистого ДТ составляет 6,5 %, а для смесей, содержащих 20 % и 45 % РМ, при той же скорости эти значения, соответственно, равны 8,6 % и 8,2 %. Согласно классической схеме образования оксидов CO и диоксидов CO_2 , весь образующийся в пламени углерод вначале окисляется в CO и лишь затем, при наличии свободного кислорода, превращается в CO_2 .

При работе дизеля на смеси ДТ с РМ, содержание сажи в ОГ также снижается по сравнению с работой на чистом ДТ. С увеличением скорости движения трактора, характер кривых содержания в ОГ сажи также примерно одинаков. Так, при скорости движения трактора $V = 7,5$ км/ч концентрация в ОГ для случая чистого ДТ составляет 9,3 %, а для смесей, содержащих 20 % и 45 % РМ, при той же скорости эти значения, соответственно, равны 8 % и 5,9 %. При увеличении скорости движения трактора до $V = 9,5$ км/ч, содержание сажи в ОГ при чистом дизельном топливе составляет 7,1 %.

Для смесей, содержащих 20 % и 45 % РМ, при той же скорости эти значения, соответственно, равны 5,2 % и 3,8 %.

Можно предположить, что снижение вызвано меньшей склонностью рапсового масла к дымлению по сравнению с дизельным топливом. Для оценки применения в качестве альтернативного топлива смеси на основе РМ был произведен расчет эффективности применения альтернативного топлива. Данные расчета представлены в табл. 1.

Таблица 1

Данные расчета эффективности применения альтернативного топлива

Показатели	100%ДТ	55%ДТ + 45%РМ
Модель ДВС: Д-245.5S2		
Стоимость средства для подачи АТ C_1 , руб.	-	500
Концентрация NO_x в ОГ при работе на ДТ, %, ppm	8,6	-
Концентрация NO_x в ОГ при работе на АТ, %, ppm	-	5,9
Концентрация С в ОГ при работе на ДТ, ед. Bosch, %	24	-
Концентрация С в ОГ при работе на АТ, ед. Bosch, %	-	15
Коэффициент годовой сменности устройства	1	1
Стоимость 1 кг топлива, руб.		40
Изменение потребления дизелем топлива при работе на АТ, кг/ч	-	4,7
Годовая наработка двигателя, мото-ч		1500
Стоимость эксплуатации, обслуживания и ремонта C_2 , руб/год		5000
Стоимость расходов, связанных с применением альтернативного топлива, $C_п$, руб		287500
Эффективность снижения токсичности ОГ η_i для NO_x , %		31,395
Эффективность снижения токсичности ОГ η_i для С, %		37,5
Значение показателя К при снижении NO_x в ОГ, руб/%		13153,1
Значение показателя К при снижении С в ОГ, руб/%		7666,67
Экономический эффект от снижения ущерба, наносимого ОГ окружающей среде, руб/1 трактор (1500 мото-ч) в год		7560

Заключение

При переводе дизеля для работы на смесях РМ и ДТ концентрации вредных веществ в ОГ уменьшаются. Так, концентрация сажи в ОГ при добавлении 45 % РМ уменьшается во всем диапазоне частот на 7-15 %, по сравнению с работой на чистом ДТ. Концентрация СО в ОГ дизеля уменьшается на 20-43 % во всем диапазоне частот вращения. При работе трактора в условиях реальной эксплуатации, на вспашке, концентрация сажи снижается на 3-6 %, по сравнению с работой на чистом ДТ. Данные расчета эффективности применения альтернативного топлива показали экономический эффект от снижения ущерба, наносимого ОГ окружающей среде в объеме 7560 руб. из расчета на один трактор в год.

Библиографический список

1. **Карташевич, А.Н.** Возобновляемые источники энергии / А.Н. Карташевич, В.С. Товстыка. – Горки: БГСХА, 2007. – 264 с.
2. **Гусаков, С.** Особенности применения чистого рапсового масла в качестве топлива в малоразмерных высокооборотных дизелях / С. Гусаков, П. Вальехо // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2006. – № 4. – С. 58-62.
3. Пат. 2626524 Российская Федерация, МПК F02D 1/04. Система регулирования дизеля / С.А. Плотников, М.В. Смольников, П.Н. Черемисинов. – 4 с., 1 ил.
4. Пат. 2637904 Российская Федерация, МПК B01F 7/24. Смеситель топлив / С.А. Плотников, А.Н. Карташевич, М.В. Смольников, П.Н. Черемисинов, К.П. Мельников. – 3 с.
5. **Вальехо, П.** Применение раздельной подачи топлива растительного происхождения в малоразмерный дизель с целью улучшения его экологических показателей: дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / Пабло Вальехо. – М., 2000. – 185 с.
6. **Плотников, С.А.** Исследование свойств альтернативных топлив на основе рапсового масла / С.А. Плотников, П.Н. Черемисинов // Общество, Наука, Инновации (НПК-2017). Всерос. ежегод. науч.-практ. конф. (1-29 апреля 2017 г.). Сб. статей. – Киров, 2017. – С. 1875-1881.
7. Пат. 2642080 Российская Федерация, МПК C10D 1/08. Топливная композиция / Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н. – 2 с., 1 табл.
8. **Плотников, С.А.** Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях / С.А. Плотников, А.Н. Карташевич, П.Н. Черемисинов // Двигателестроение. – 2017. – № 4. – С. 21-24.

*Дата поступления
в редакцию: 06.02.2019*

S.A. Plotnikov¹, A.N. Kartashevich¹, P.N. Cheremisinov¹, A.A. Mironov²

**RESEARCH OF ECONOMIC EFFICIENCY FROM REDUCTION IN TOXICITY
OF THE DIESEL ENGINE 4CHN 11,0/12,5 BY APPLICATION RAPE SEED OIL**

Vyatka state University, Kirov¹
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev²

Object of research is the diesel engine 4CHN 11,0/12,5, working on fuels with additives rape seed oil.

Research problem was carrying out of bench tests of a diesel engine and field tests of tractor Belarus-922.

The purpose of research was definition of parameters toxicity of a diesel engine at the stand and in structure of the tractor unit.

Methods of the present researches were bench tests of a diesel engine and field tests of tractor Belarus-922.

The carried out researches and their analysis have allowed to define technical and economic efficiency of application rape seed oil in the diesel engine.

Key words: diesel, rape seed oil, blend fuel, bench tests, effective indices.

УДК 629.539.3

А.И. Уваров

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЛИНЫ ШЕЙКИ В РАСТЯГИВАЕМОМ КРУГЛОМ
МЕТАЛЛИЧЕСКОМ ОБРАЗЦЕ ДЛЯ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ
УДЕЛЬНОЙ ЭНЕРГОЕМКОСТИ МАТЕРИАЛА**

Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева

С целью расчета энергоемкости материалов, используемых в элементах конструкции автомобиля и обеспечивающих его пассивную безопасность, разработана аналитическая модель начала процесса локального деформирования (образования шейки) в растягиваемом цилиндрическом пластическом теле при оси симметричной деформации. Использован кинематический метод теории предельного равновесия. Получено приближенное аналитическое решение, определяющее локальное поле скоростей перемещений, соответствующее такой же величине растягивающей нагрузки, как и при равномерном деформировании. При этом размер района локального деформирования вдоль оси симметрии пропорционален радиусу цилиндра. Произведено качественное (по форме недеформируемых областей) и количественное (по минимальному диаметру шейки) сопоставление полученного аналитического решения с результатами численного моделирования. Получено удовлетворительное совпадение. Результаты могут быть использованы для расчетной оценки удельной энергоемкости материалов энергопоглощающих элементов конструкций пассивной безопасности.

Ключевые слова: пассивная безопасность, шейка в круглом образце, удельная энергоемкость.

Введение

В современных транспортных системах в качестве элементов систем пассивной безопасности применяются конструкции, поглощающие энергию соударений движущихся тел за счет собственных деформаций [1-3]. В автомобилестроении специальными элементами, выполняющими функцию снижения ударных нагрузок на пассажиров и груз за счет собственного деформирования при ударах, являются бамперы и ударные амортизаторы [4, 5]. Принцип поглощения энергии движения используется также при создании конструктивной защиты атомных энергетических установок от ударов движущихся объектов [6]. При проектировании энергопоглощающего элемента конструкции необходимо выбрать оптимальный материал. Критерием эффективности материала, используемого для изготовления энергопоглощающих элементов, может служить энергия, поглощаемая единицей объема материала, которая равна площади диаграммы напряжения – относительное удлинение, получаемое при механических испытаниях образцов на растяжение [7].

Разрушению растягиваемого образца из металлических сплавов предшествует образование района локального деформирования (шейки). Энергию, поглощаемую материалом образца, можно разделить на энергию равномерного деформирования и энергию деформации в шейке. Доля энергии, поглощаемой в шейке, зависит от соотношения размеров образца, формы образца, и при определении энергопоглощающей способности материалов ее целесообразно отделить и учитывать площадь диаграммы при равномерном деформировании до образования шейки, когда деформации одинаковы во всем объеме материала (заштрихованная площадь на рис. 1). Площадь диаграммы напряжений, ограниченная величиной относительного равномерного удлинения δ_p , не зависит от длины образца и равна a_v – энергии, поглощаемой единицей объема материала деформируемого образца до образования шейки (штриховые линии на рис. 1). Приблизленно величина a_v может быть вычислена (без учета упругих деформаций), как площадь трапеции:

$$a_v = \frac{1}{2}(\sigma_T + \sigma_B) \cdot \delta_p \quad (1)$$

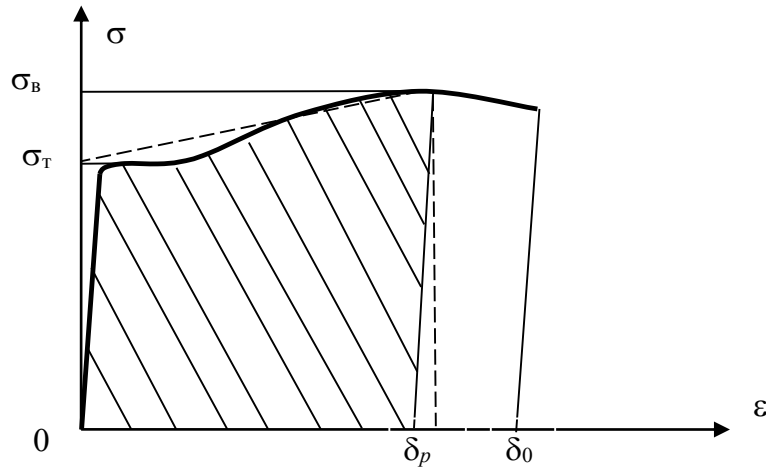


Рис. 1. Схема диаграммы напряжений при растяжении металлического образца:
 σ — нормальное напряжение в поперечном сечении образца, ε — относительное удлинение,
 σ_T — предел текучести, σ_B — временное сопротивление

Величина равномерного остаточного удлинения δ_p не всегда содержится в данных сертификата на материал, который, как правило, содержит величины остаточного удлинения образца вместе с шейкой δ_0 и относительного поперечного сужения образца при разрыве ψ . При известной форме шейки величина δ_p может быть вычислена. Основными геометрическими параметрами шейки являются ее длина и наименьший диаметр. Эти величины определяются путем испытаний образца на растяжение с соответствующими измерениями. Разработке метода расчетного определения этих размеров посвящена настоящая работа.

Экспериментальное исследование возможности прогнозирования места разрушения при пластическом растяжении проведено в работе [8]. В работе [9] исследовано влияние структуры кристаллической решетки на локализацию пластической деформации. Известно аналитическое решение задачи о напряженном состоянии в шейке круглого образца [10]. Исходными данными для расчетов при этом служат геометрические параметры: диаметр шейки и радиус кривизны ее контура, получаемые в эксперименте, то есть расчету должны предшествовать испытания образцов. В работе [11] разработана аналитическая модель определения начального размера района локального деформирования при растяжении широкой металлической пластины при плоской деформации.

Целью настоящей работы является расчетное определение размера района локальных деформаций (шейки) в начальный период ее возникновения в образце цилиндрической формы при осесимметричной деформации. В качестве метода исследования выбрана разработка аналитической модели локализации деформаций и сопоставление аналитической модели с результатами численного моделирования.

В первом разделе рассмотрена осесимметричная деформация при растяжении круглого образца. Получено аналитическое решение, аналогичное [11], определяющее длину шейки в начале ее образования. Выполнен анализ полученного приближенного решения. Во втором разделе содержится обоснование локализации деформаций. В третьем — приведены сопоставления, полученного аналитического решения с результатами численного моделирования и экспериментальными фактами.

Построение аналитической модели локального деформирования

Рассмотрим тело в форме прямого кругового цилиндра радиуса R (диаметра D_0) длины L из идеально-жесткопластического материала с пределом текучести σ_T , нагруженное растягивающей силой величины P , направленной вдоль оси цилиндра. Найдем значение

нагрузки P , соответствующее началу пластической деформации (предельную нагрузку). Используем кинематический метод теории предельного равновесия [12]. Ось Z цилиндрической системы координат $rZ\theta$ совпадает с осью цилиндра, u , w – перемещения точек материала в направлениях осей r , Z соответственно.

Будем полагать, что имеет место осесимметричная деформация. При этом считаем, что перемещения точек материала тела, имевших одинаковые координаты r , Z до деформации, получают одинаковые перемещения u , w , а перемещения в направлении перпендикулярном осям r , Z (в окружном направлении) отсутствуют.

На приведенных ниже рисунках показаны сечения плоскостью, проходящей через ось цилиндра. Вначале рассмотрим простейший случай равномерного деформирования, с которым сопоставим разработанную далее модель локального деформирования.

Равномерное деформирование

Пусть все элементы тела испытывают одинаковое удлинение в направлении действия нагрузки (вдоль оси Z) во всем объеме.

Пусть δ – бесконечно малое относительное перемещение краев тела при растяжении силой P (рис. 2).

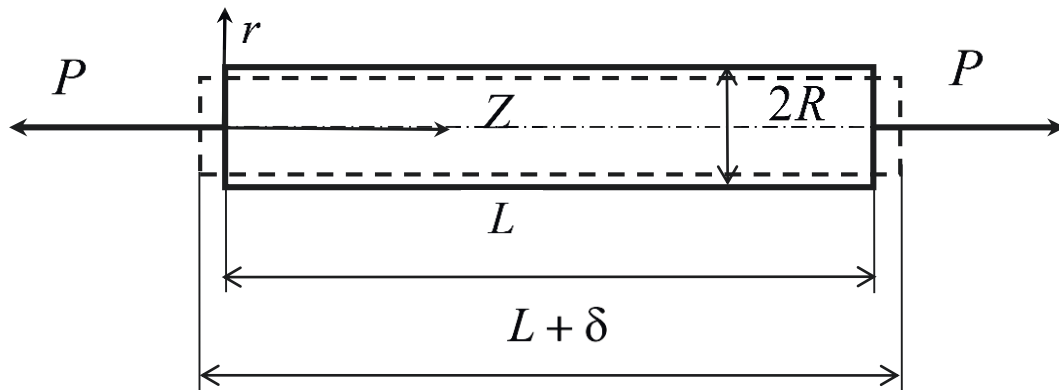


Рис. 2. Схема равномерного деформирования

Относительное удлинение в направлении оси Z во всех точках тела равно: $\varepsilon_z = \varepsilon = \frac{\delta}{L}$.

Из условия сохранения объема следует: $\varepsilon_r = \varepsilon_\theta = -\frac{\varepsilon_z}{2}$.

Предположим, что все элементы тела находятся в линейном напряженном состоянии. При этом условию текучести Треска-Сен-Венана будут соответствовать напряжения $\sigma_z = \sigma_T$; $\sigma_r = \sigma_\theta = 0$.

Диссипация энергии в единице объема тела:

$$d = \varepsilon \cdot \sigma_T = \frac{\delta}{L} \cdot \sigma_T$$

Диссипация энергии в объеме тела:

$$D = d \cdot (S \cdot L) = \frac{\delta}{L} \cdot \sigma_T \cdot (S \cdot L) = S \cdot \sigma_T \cdot \delta,$$

где $S = \pi R^2$ – площадь поперечного сечения тела. Работа внешней нагрузки:

$$A = P \cdot \delta$$

Дифференцируя по параметру δ и приравнивая мощность внешней нагрузки мощности диссипации, находим величину предельной нагрузки для равномерного деформирования:

$$P_{пред} = P_L = S \sigma_T \quad (2)$$

Поскольку удовлетворяется условие текучести, и все элементы находятся в равновесии, то полученное решение можно считать точным.

Локальное деформирование. Общее описание модели

Предположим, что деформации происходят только в части тела длины l , которую в дальнейшем будем называть шейкой. Материал вне шейки остается недеформируемым (рис. 3).

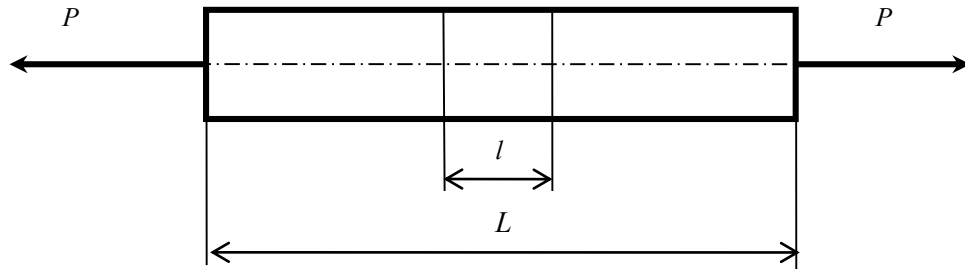


Рис. 3. Расположение локального района деформирования

Предположим, что при локализации деформаций (образовании шейки) деформации распределяются неравномерно по деформируемому объему, уменьшаясь от оси симметрии к наружным поверхностям и от середины шейки к ее краям. Данное предположение основано на результатах конечно элементного моделирования и известных экспериментальных данных об образовании трещины внутри шейки растягиваемого образца [12]. Ему соответствует рассмотренный далее однопараметрический кинематический механизм, который определяет различную деформацию в разных областях объема шейки (единственным параметром, определяющим поле перемещений, является длина деформируемого района l). Деформируемые области отделены друг от друга и от недеформируемого района коническими поверхностями.

Пусть локальный объем деформирования состоит из трех областей: одной внутренней (средней) и двух одинаковых внешних (крайних) областей, примыкающих к недеформируемым внешним областям тела. Внутренняя (средняя) область деформирования испытывает вдвое большее постоянное удлинение в направлении векторов нагрузки (кусочно-постоянная аппроксимация), чем внешние области деформирования (рис. 4).

Внутренняя область деформирования испытывает линейную деформацию величины ε в направлении действия нагрузки. Данная часть имеет форму двух конусов радиуса R и высоты $l/4$. Ее объем (двух конусов) равен:

$$V_{\varepsilon} = \frac{1}{3} \pi R^2 \frac{l}{4} \cdot 2 = \frac{1}{6} \pi R^2 l.$$

Две внешние области деформирования испытывает линейную деформацию вдвое меньшей величины $\varepsilon/2$. Суммарный объем двух внешних областей (части четырех цилиндров за вычетом объемов конусов) равен:

$$V_{\varepsilon/2} = \left(\pi R^2 \frac{l}{4} - \frac{1}{3} \pi R^2 \frac{l}{4} \right) \cdot 4 = \frac{2}{3} \pi R^2 l.$$

К внешним областям деформирования примыкают недеформируемые части тела в форме конусов, в которых деформации отсутствуют $\varepsilon=0$ (рис. 4).

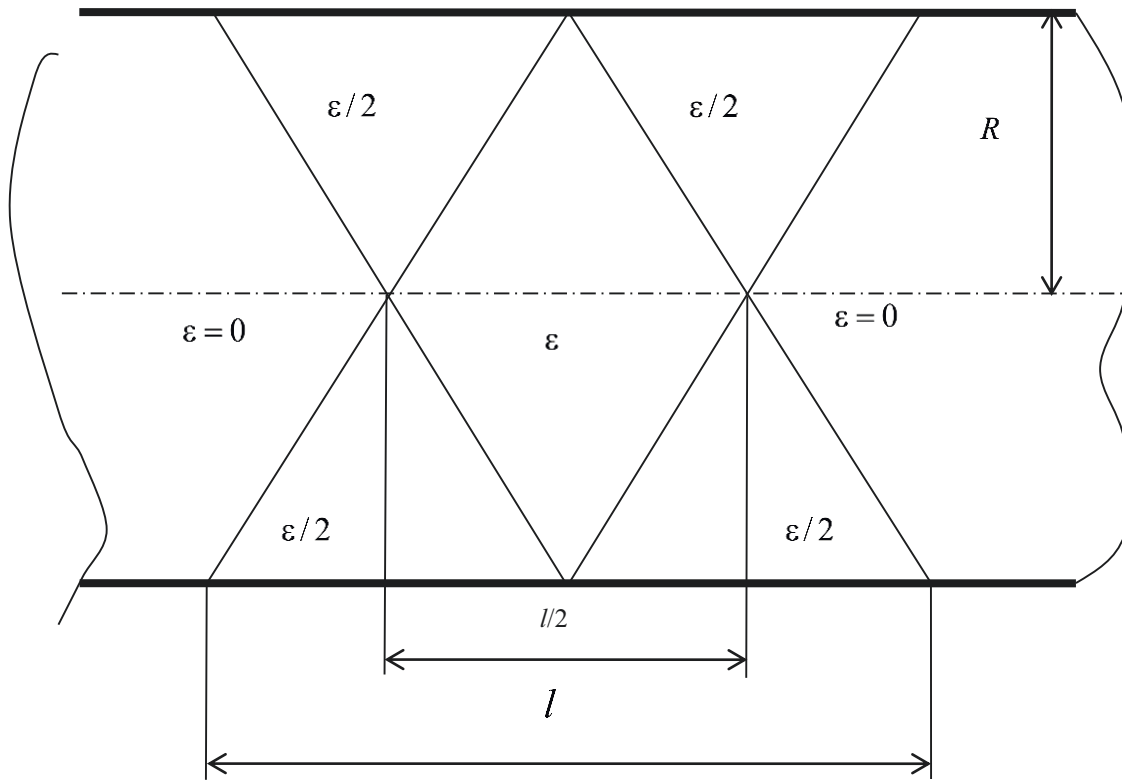


Рис. 4. Расположение областей деформирования с разным удлинением

Пусть недеформируемые части тела под действием нагрузки P получили малое взаимное перемещение величины δ . Положение границ деформированных областей при этом показано на рис. 5.

Сплошными линиями показаны положения образующих (следов границ областей) областей в деформированном состоянии.

Все элементы внутренней области деформирования испытают удлинение в продольном направлении величины

$$\varepsilon_z = \varepsilon = \frac{2\delta}{l}, \quad (3)$$

а элементы внешних областей деформирования испытают удлинение величины $\varepsilon_z = \frac{\varepsilon}{2} = \frac{\delta}{l}$, а также сдвиговую деформацию.

Суммарный угол сдвига во внешних областях (см. рис.5): $\gamma = \gamma_r + \gamma_z$,

$$\gamma_r = \frac{dw}{dr} = \frac{\frac{\varepsilon}{2}R}{\frac{l}{2}} = \frac{\varepsilon R}{l} \quad \gamma_z = \frac{du}{dz} = -\frac{\frac{\varepsilon}{2}l}{R} = -\frac{\varepsilon l}{8R}.$$

$$\text{Тогда } \gamma = \gamma_r + \gamma_z = \frac{\varepsilon R}{l} - \frac{\varepsilon l}{8R} = \varepsilon \left(\frac{R}{l} - \frac{l}{8R} \right) = \frac{2\delta}{l} \left(\frac{R}{l} - \frac{l}{8R} \right).$$

Предположим, что действующие в направлениях, перпендикулярных растягивающему усилию кольцевые и радиальные нормальные напряжения пренебрежимо малы, а осевые нормальные и касательные напряжения равны максимально возможным: $\sigma_z = \sigma_r$; $\tau_{rz} = \frac{\sigma_r}{2}$.

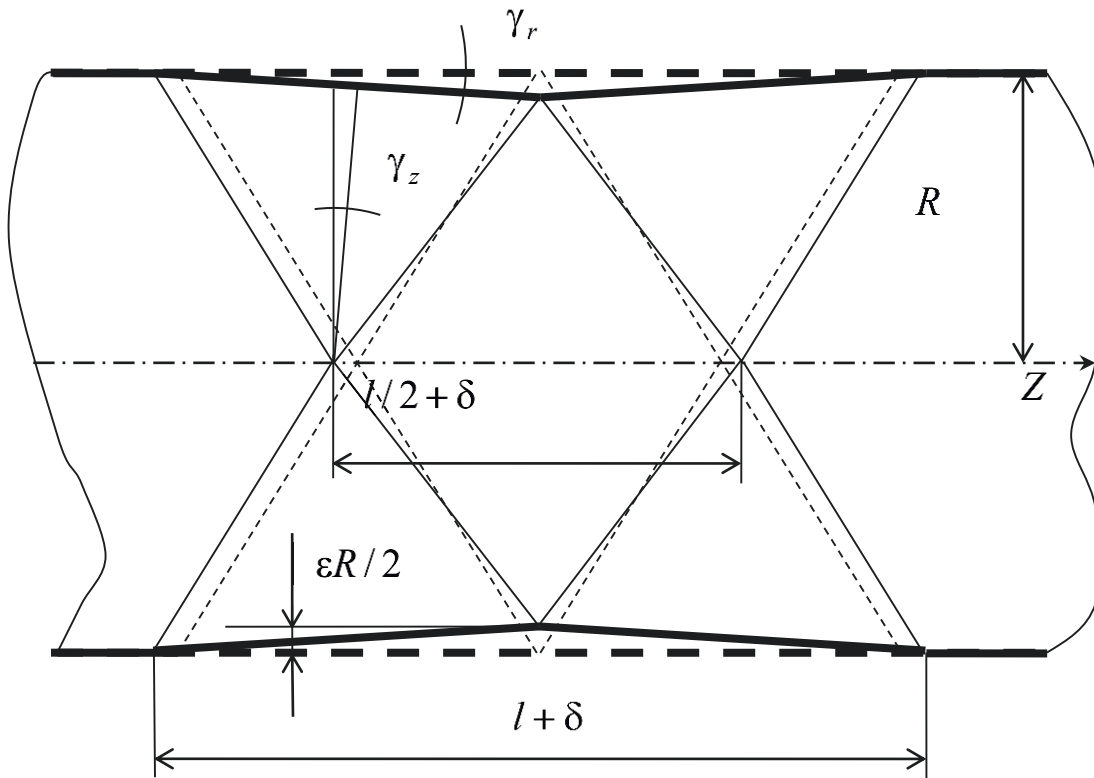


Рис. 5. Положение деформированных границ деформированных областей и сдвиговая деформация в наружных областях деформирования

Тогда диссипация энергии в деформируемом объеме будет равна:

$$D = V_\varepsilon \sigma_T \varepsilon + V_{\varepsilon/2} \sigma_T \frac{\varepsilon}{2} + V_{\varepsilon/2} \frac{\sigma_T}{2} \gamma =$$

$$= \frac{1}{6} \pi R^2 l \sigma_T \frac{2\delta}{l} + \frac{2}{3} \pi R^2 l \sigma_T \frac{\delta}{l} + \frac{2}{3} \pi R^2 l \frac{\sigma_T}{2} \frac{2\delta}{l} \left(\frac{l}{R} - \frac{l}{8R} \right) = \pi R^2 \sigma_T \delta \left(1 + \frac{2}{3} \left(\frac{R}{l} - \frac{l}{8R} \right) \right).$$

Работа внешней нагрузки: $A = P\delta$. Приравнявая работу внешней нагрузки мощности диссипации и дифференцируя обе части равенства по параметру δ , найдем:

$$P = \pi R^2 \sigma_T \left(1 + \frac{2}{3} \left(\frac{R}{l} - \frac{l}{8R} \right) \right).$$

Выражение во внутренних скобках равно нулю ($\gamma = 0$) при

$$l = 2\sqrt{2}R, \tag{4}$$

тогда

$$P = P_{пред} = \pi R^2 \sigma_T = S \sigma_T,$$

что равно предельной нагрузке для равномерного деформирования (2). При этом все элементы деформируемой области испытывают одноосное растяжение.

**Локальное деформирование.
Детальное рассмотрение найденного поля перемещений**

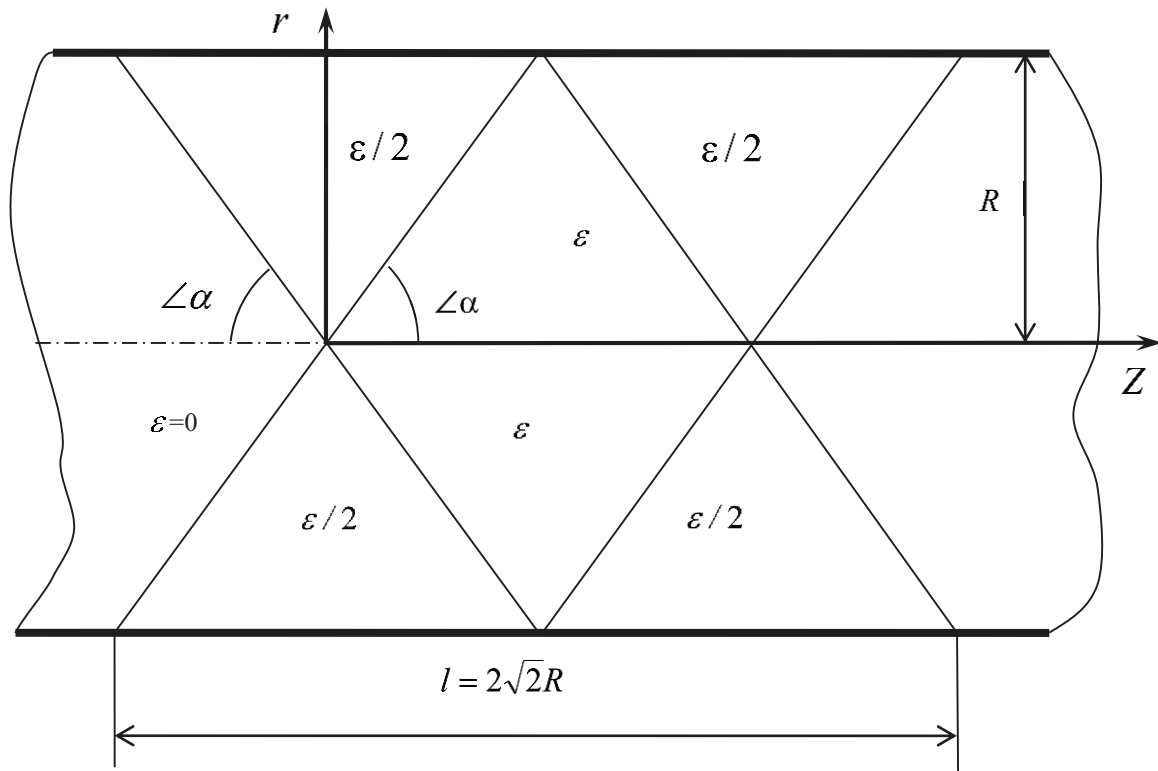


Рис. 6. Расположение системы координат для описания поля перемещений в левой половине района локального деформирования (шейки)

Рассмотрим полученное приближенное решение для локального деформирования более подробно. Начало отсчета цилиндрической системы координат поместим в вершине конической поверхности, ограничивающей левую недеформируемую область (рис. 6). Получим зависимости для левой половины деформируемого района (шейки). Поле (скоростей) перемещений деформируемого района (для $-\frac{l}{4} \leq z \leq \frac{l}{4}$ при данном расположении системы координат) зададим в следующем виде.

Уравнение прямой (образующей конической поверхности), отделяющей область $\varepsilon_z = 0$ от области $\varepsilon_z = \varepsilon/2$:

$$r = -4 \frac{R}{l} z.$$

Уравнение прямой (образующей конической поверхности), отделяющей область $\varepsilon_z = \varepsilon/2$ от области $\varepsilon_z = \varepsilon$:

$$r = 4 \frac{R}{l} z.$$

Для внутренней области $\varepsilon_z = \varepsilon$.

Перемещения u вдоль оси r и перемещения w вдоль оси Z :

$$\begin{aligned} u &= -\varepsilon r/2, \\ w &= \varepsilon z. \end{aligned} \quad (5)$$

Данному полю (скоростей) перемещений соответствует следующее поле (скоростей) деформаций для области $\varepsilon_z = \varepsilon$:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} = -\varepsilon/2,$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r} = -\varepsilon/2,$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \varepsilon,$$

$$\gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} = 0.$$

Для внешних областей $\varepsilon_z = \varepsilon/2$.

Перемещения u вдоль оси r и перемещения w вдоль оси Z :

$$u = -\frac{\varepsilon}{4}\left(r + \frac{4R}{l}z\right),$$

$$w = \frac{\varepsilon}{2}\left(\frac{1}{4}r + z\right).$$

Данному полю (скоростей) перемещений соответствует следующее поле (скоростей) деформаций:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\varepsilon}{4},$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r} = -\frac{\varepsilon}{4}\left(1 + 4\frac{R}{l}\frac{z}{r}\right),$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\varepsilon}{2},$$

$$\gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} = -\frac{\varepsilon R}{l} + \frac{\varepsilon l}{8R}.$$

При этом $\gamma_{rz} = 0$ при

$$l = 2\sqrt{2}R.$$

Для $l = 2\sqrt{2}R$:

$$\varepsilon_\theta = -\frac{\varepsilon}{4}\left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\frac{z}{r}\right) = -\frac{\varepsilon}{4} - \frac{\varepsilon}{4}\frac{\sqrt{2}}{2}\frac{z}{r}.$$

Изменение объема в точках материала равно $\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z = -\frac{\varepsilon}{4}\frac{\sqrt{2}}{2}\frac{z}{r}$.

На поверхностях раздела областей при $r = \pm 4\frac{R}{l}z = \pm 4\frac{R}{2\sqrt{2}R}z = \pm\sqrt{2}z$ изменении объ-

ема максимально и равно $\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z = -\frac{\varepsilon}{4}\frac{\sqrt{2}}{2}\frac{z}{r} = \mp\frac{\varepsilon}{4}\frac{\sqrt{2}}{2}\frac{z}{\sqrt{2}z} = \mp\frac{\varepsilon}{8}$, знак «+» относится к граничной поверхности недеформируемой области.

Условие сохранения объема: $\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z = -\frac{\varepsilon}{4}\frac{\sqrt{2}}{2}\frac{z}{r} = 0$ выполняется только при

$z = 0$ и интегрально для области в целом: для любой точки с осевой координатой $+z$ имеется ответная точка с осевой координатой $-z$, для которой сумма линейных деформаций имеет такую же величину и противоположный знак. Поэтому суммарное изменение объема внешних областей равно нулю.

Для оценки погрешности, вносимой изменением объема, рассмотрим следующие рассуждения. Среднее изменение объема по модулю во внешних областях равно $\frac{\varepsilon}{16}$. Поскольку

продольная линейная деформация здесь равна $\frac{\varepsilon}{2}$, то лишний объем может быть получен до-
бавкой лишней деформации величины $\frac{\varepsilon}{16}$. Тогда погрешность можно оценить, взяв отноше-
ние этих величин, которое равно $2/16=0,125$ или 12,5 %. Данные рассуждения не являются
строгими и полученные результаты нуждаются в дополнительных проверках, которые со-
держатся в последующих разделах.

Перемещения на границе с внутренней областью $\varepsilon_z = \varepsilon$:

$$u = -\frac{\varepsilon}{4}\left(r + \frac{4R}{l}z\right) = -\frac{\varepsilon}{2}\left(r + \frac{4R}{l}\frac{l}{4R}r\right) = -\frac{\varepsilon}{2}r,$$

$$w = \frac{\varepsilon}{2}\left(\frac{1}{4}\frac{l}{R}r + z\right) = \frac{\varepsilon}{2}\left(\frac{1}{4}\frac{l}{R}4\frac{R}{l}z + z\right) = \varepsilon z,$$

что совпадает с (5).

Перемещения на границе с недеформируемой областью $\varepsilon_z = 0$:

$$u = -\frac{\varepsilon}{4}\left(r + \frac{4R}{l}z\right) = -\frac{\varepsilon}{4}\left(r - \frac{4R}{l}\frac{l}{4R}r\right) = 0,$$

$$w = \frac{\varepsilon}{2}\left(\frac{1}{4}\frac{l}{R}r + z\right) = \frac{\varepsilon}{2}\left(\frac{1}{4}\frac{l}{R}r - \frac{l}{4R}r\right) = 0.$$

Для правой половины деформируемого района (шейки) аналогичные соотношения
могут быть получены путем расположения системы координат симметрично относительно
середины шейки.

Пусть $\angle\alpha$ – угол наклона образующих конических поверхностей, разграничивающих
области деформирования, к оси симметрии (рис.6). Величина этого угла однозначно связана
с длиной района локального деформирования. Для $l = 2\sqrt{2}R$ согласно рис. 6 следует:

$\operatorname{tg}\alpha = \frac{R}{(2\sqrt{2}R)/4} = \sqrt{2}$, при этом $\alpha = 54,736^\circ$. Относительное удлинение вдоль образующих

разграничивающих конических поверхностей вычислим по известной формуле [13]:

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_z \cos^2 \alpha + \varepsilon_r \sin^2 \alpha + \gamma_{zr} \sin \alpha \cos \alpha.$$

С учетом $\cos^2 \alpha = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{1}{3}$; $\sin^2 \alpha = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{2}{3}$ и $\gamma_{zr} = 0$ находим

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\varepsilon}{2} \frac{1}{3} - \frac{\varepsilon}{4} \frac{2}{3} + 0 = 0.$$

Выводы по результатам детального рассмотрения найденного поля скоростей пере-
мещений:

- при $l = 2\sqrt{2}R$ минимум энергии, поглощенной пластическими деформациями, обес-
печивается отсутствием сдвигов в плоскостях, проходящих через ось симметрии;
- поле (скоростей) перемещений непрерывно – на границах областей перемещения оди-
наковы;
- плоским остается только поперечное сечение внутренней области деформирования
плоскостью симметрии;
- все элементы тела находятся в состоянии растяжения напряжениями $\sigma_z = \sigma_T$ анало-
гично случаю равномерного деформирования и при $l = 2\sqrt{2}R$ предельная нагрузка
равна $P = \pi R^2 \sigma_T = S \sigma_T$, выполняются условия равновесия, как внутренних элементов,
так и нагруженных внешней нагрузкой;

- условие постоянства объема выполняется для внутренней области, но не выполняется для точек внешних областей, однако выполняется для внешних областей в целом, интегрально;
- относительное удлинение вдоль образующих разграничивающих конических поверхностей равно нулю.

Условие локализации деформаций

В работе [11] показано, что условием локализации деформаций при растяжении образца из материала с упрочнением является выполнение неравенства

$$\left(\frac{d\sigma}{d\varepsilon} - \sigma\right) < 0 \quad (6)$$

при равенстве усилий равномерного и локального деформирования. Если это условие выполняется, то при дальнейшем растяжении образца нагрузка уменьшается, причем скорость уменьшения нагрузки для локального деформирования больше, чем для равномерного.

В рассматриваемой задаче одинаковой предельной нагрузке $P_{пред} = S\sigma_T$ соответствуют два различных поля (скоростей) перемещений: равномерное и локальное, для которого поле (скоростей) перемещений определяется указанными зависимостями. Найденное локальное поле скоростей не принадлежит точному решению, однако, поскольку локализация деформаций есть экспериментальный факт, следовательно, имеется локальное поле скоростей, для которого предельная нагрузка равна нагрузке, соответствующей равномерному полю скоростей, а погрешность полученного решения можно отнести к неточности задаваемого поля скоростей. Для проверки способности разработанной аналитической модели отражать существенные особенности процесса локального деформирования и оценки количественной погрешности расчетов по полученным формулам, сопоставим ее с численным моделированием и экспериментальными фактами.

Качественное сравнение.

Форма шейки на испытанных образцах разного диаметра

На рис. 7 показаны фотографии шейки круглых образцов из пластичной стали, диаметры которых отличаются в 2,5 раза.



Рис. 7. Фото образцов разного диаметра с развитой шейкой:
левое фото $D_0=6$ мм, правое фото $D_0=15$ мм

Сходство формы позволяет заключить, что шейки геометрически подобны и длина района локальных деформаций пропорциональна радиусу образца. Полученное соотношение $l = 2\sqrt{2}R$ (то есть длина шейки пропорциональна радиусу образца) качественно совпадает с данным наблюдением, следовательно, погрешность в данном соотношении может содержаться только в числовом коэффициенте перед радиусом цилиндра.

Проведенные сопоставления свидетельствуют о качественной правильности полученного аналитического решения.

Результаты конечно элементного моделирования. Форма недеформируемой части образца при локализации деформаций

На рис.8 приведены результаты конечно элементного моделирования. Показано распределение интенсивности деформаций в верхней половине продольного сечения цилиндрического тела, растягиваемого в горизонтальном направлении. В численном расчете учтены геометрическая и физическая нелинейности. Приведенная на рисунке форма соответствует общему относительному удлинению 4,2375 %. Соотношение размеров цилиндра $L/D_0=5$, длина цилиндра $L=0,4$ м. Материал – пластический с билинейной зависимостью напряжений от деформаций. Модуль Юнга равен 200000МПа, предел текучести – 200Мпа, модуль упрочнения – 20МПа. Сетка имеет одинаковый шаг по вертикали и горизонтали и содержит по радиусу тела 11 узлов. Нагружение производилось сообщением перемещения левой границы относительно правой.

Отметим, что в численном расчете принят низкий модуль упрочнения с тем, чтобы равномерная деформация была минимальной (см. критерий (6)), и расчету подвергалась в основном деформация в районе шейки (в численном расчете шейка образуется практически без равномерной деформации). Это также приближает постановку численного решения к постановке аналитического, где материал полагается жестко-идеально-пластическим.

Сначала сопоставим результаты данного численного расчета (осесимметричный случай) с результатами аналогичного расчета для случая плоской деформации (рис. 9). Размеры продольного сечения, свойства материала, разбивка на элементы и нагрузка идентичны таковым для случая осевой симметрии.

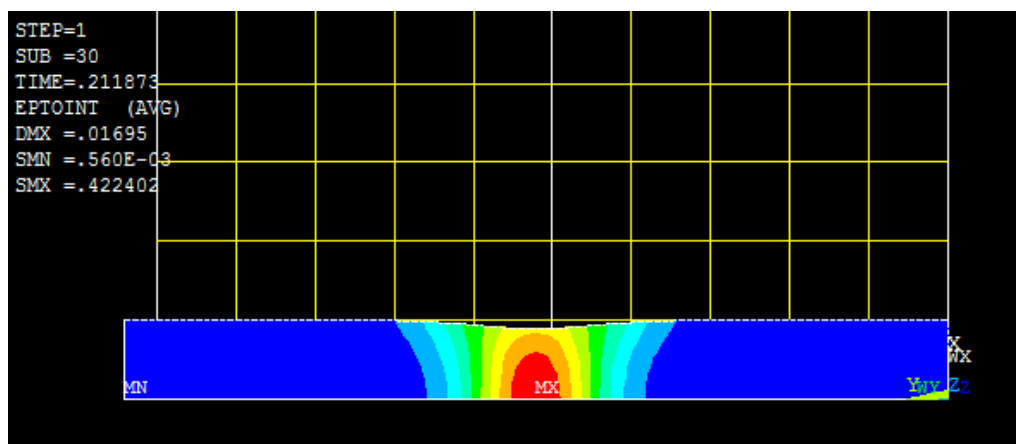


Рис. 8. Осесимметричная деформация $w_l = 0,01695\text{м}$, $\varepsilon_0 = 0.042375$

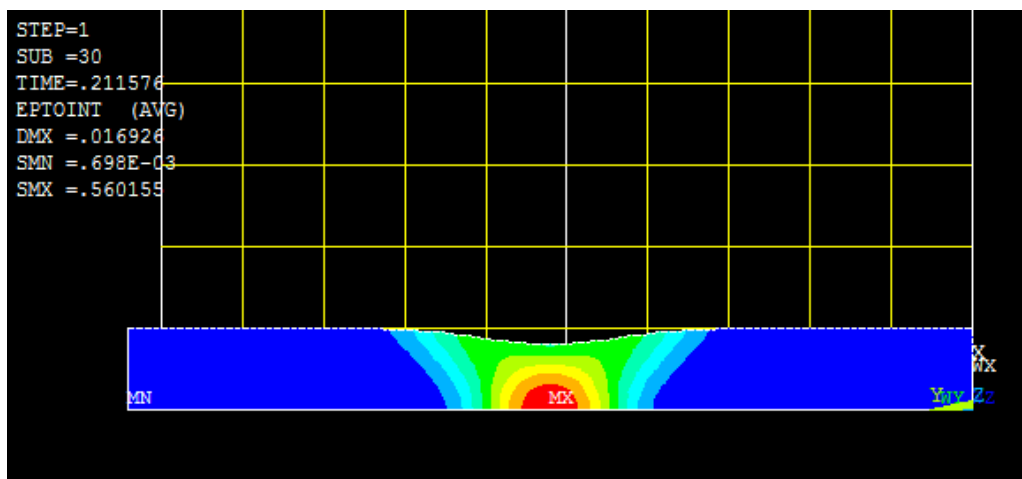


Рис. 9. Плоская деформация $W_l = 0,01695\text{м}$, $\varepsilon_0 = 0,042375$

По результатам численных расчетов определение длины шейки в момент начала ее образования затруднено: начало локализации захватывает область с нечеткой границей, которая затем отчетливо локализуется уже при значительных деформациях. При дальнейшем деформировании хорошо заметны сходство и отличие в форме недеформируемых внешних по отношению к шейке областей. Сходство в том, что в обоих случаях (как осесимметричной, так и плоской деформации) разграничивающая поверхность не является плоским нормальным поперечным сечением, и длина района деформаций возрастает от оси или плоскости симметрии к наружной поверхности. Также в обоих случаях имеет место увеличение деформаций от поверхности внутрь образца в среднем сечении. Отличие заключается в том, что для осесимметричного случая линия, ограничивающая недеформируемый объем (в продольном сечении), заметно меньше отклонена от нормали к оси (плоскости) симметрии.

Для плоской деформации след границы недеформируемого объема может быть адекватно аппроксимирован отрезком прямой под углом около 45° к оси симметрии. Для осесимметричного случая образующая граничной поверхности недеформируемой области искривлена. Однако очевидно, что при аппроксимации отрезком прямой угол наклона к оси симметрии будет больше, чем для случая плоской деформации. Отметим, что данные численные расчеты легко воспроизводимы при определенном опыте и навыках численных расчетов, содержащих физическую и геометрическую нелинейности.

Далее сопоставим численные и аналитические решения. В аналитических моделях след границы недеформируемой области есть отрезок прямой, проведенный под углом к оси симметрии сечения. Полученные в [11] для плоской деформации и в первом разделе настоящей работы для осесимметричной деформации решения показывают различные значения данных углов: 45° и $54,7^\circ$ соответственно. В обоих случаях величины углов наклона к оси симметрии найдены из условия отсутствия сдвигов в плоскостях продольных сечений. Форма следа разграничивающей поверхности в численных расчетах имеет аналогичную тенденцию (рис. 8, 9).

Отмеченное выше сходство формы граничной поверхности недеформируемой области в аналитических моделях и в численных расчетах, полученных различными способами, подтверждает правильность основных принципов построения аналитических моделей.

Проведенные сопоставления показывают адекватность отражения в рассмотренных расчетных моделях основных закономерностей явления локализации деформации при растяжении цилиндрических тел и позволяют перейти к количественному сравнению аналитических моделей с результатами численных расчетов.

Количественное сравнение расчетов по полученным зависимостям. Наименьший диаметр шейки

Применим кинематический механизм, использованный для определения предельной нагрузки при локальном деформировании, для расчета конечных деформаций в районе шейки. Получим зависимости для расчета наименьшего диаметра шейки и максимального продольного относительного удлинения. Пусть l – первоначальная длина шейки. Обозначим w_l относительное перемещение недеформируемых областей после образования шейки (рис. 10).

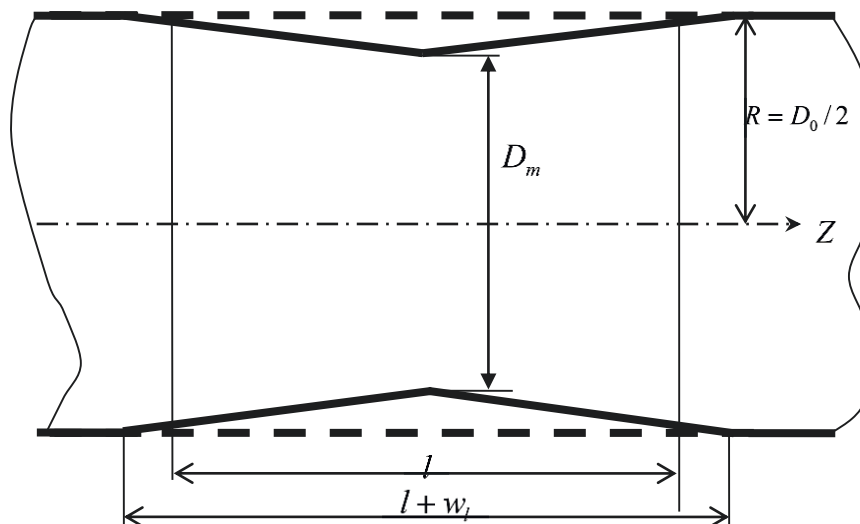


Рис. 10. Схема размеров шейки для расчета конечных деформаций

Используем геометрические соотношения (см. первый раздел данной статьи), заменив δ (бесконечно малое перемещение) на w_l . Тогда, полагая в (3) $\delta = w_l$, а в (5) $r = R$, найдем уменьшение диаметра в середине шейки:

$$\Delta D = 2 \cdot |u(R)| = 2 \cdot \frac{\varepsilon R}{2} = 2 \cdot \frac{(2w_l/l)R}{2} = \frac{2Rw_l}{l} = \frac{D_0 w_l}{l}.$$

Обозначим: D_m – минимальный диаметр шейки, $D_0 = 2R$ – первоначальный диаметр образца. Тогда

$$D_m = D_0 - \Delta D = D_0 - \frac{D_0 w_l}{l} = D_0 \left(1 - \frac{w_l}{l}\right).$$

При этом в соответствии с (4):

$$D_m = D_0 \left(1 - \frac{w_l}{\sqrt{2}D_0}\right) = \left(D_0 - \frac{w_l}{\sqrt{2}}\right). \quad (7)$$

Относительное поперечное сужение образца:

$$\psi = \frac{\pi D_0^2 - \pi D_m^2}{\pi D_0^2} = 1 - \left(\frac{D_m}{D_0}\right)^2 = 1 - \left(1 - \frac{w_l}{D_0 \sqrt{2}}\right)^2. \quad (8)$$

Максимальное продольное относительное удлинение в шейке (см. (2) и (3)):

$$\varepsilon_{\max} = \frac{2w_l}{D_0 \sqrt{2}}. \quad (9)$$

Сопоставим количественные результаты численных расчетов, описанных в третьей части настоящей работы для случая осесимметричной деформации и аналитических расчетов по приведенным в четвертой части формулам для трех значений w_l . Распределение интен-

сивностей деформаций и форма продольного сечения для тех же значений w_l приведены на рис. 8, 11, 12. Результаты расчетов существенных параметров сведены в табл. 1. Общее относительное удлинение вычислено как отношение относительного перемещения концов тела

$$\text{к первоначальной длине: } \varepsilon_0 = \frac{w_l}{L}.$$

Таблица 1

Результаты расчетов параметров деформирования шейки

$w_l, \text{м}$	ε_0	ψ по численному расчету	ψ по ф. (8)	Расхождение по величине $\psi, \%$	Расхождение по величине $D_m, \%$	ε_{max} числ./аналитич.	Расхождение по величине $\varepsilon, \%$
0,01695	0.042375	0,2141	0,2772	29,45	4,27	0,2818/0,2996	6,33
0,03295	0.082375	0,4735	0,4977	5,1	2,38	0,7336/0,5825	25,94
0,04835	0,122675	0,7244	0,6781	6,8	8,1	1,329/0,8653	53,5

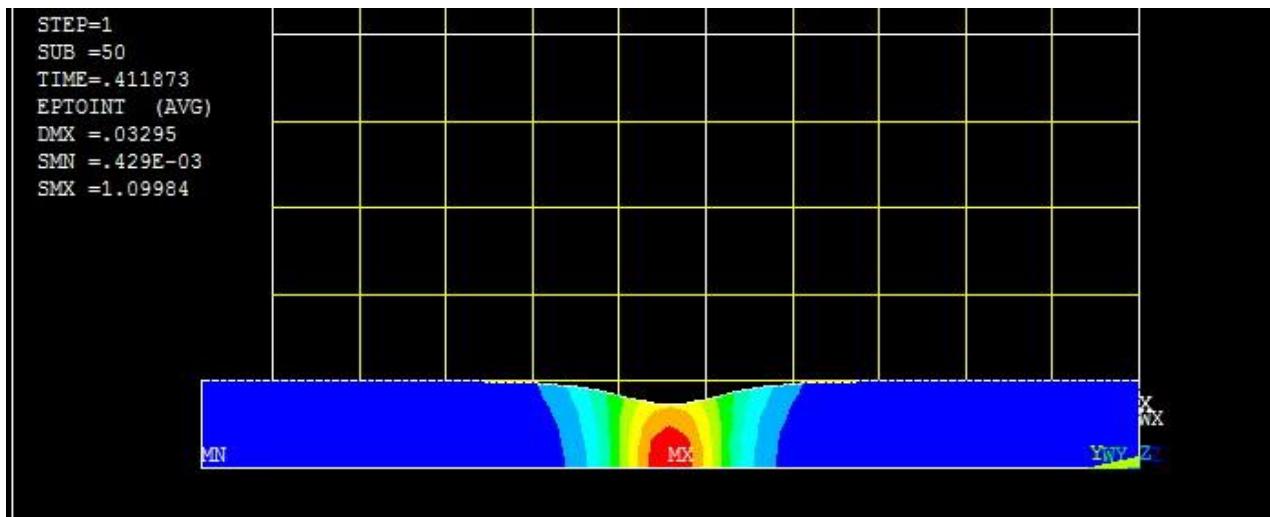


Рис. 11. Осесимметричная деформация $w_l = 0,03295\text{м}, \varepsilon_0 = 0,082375$

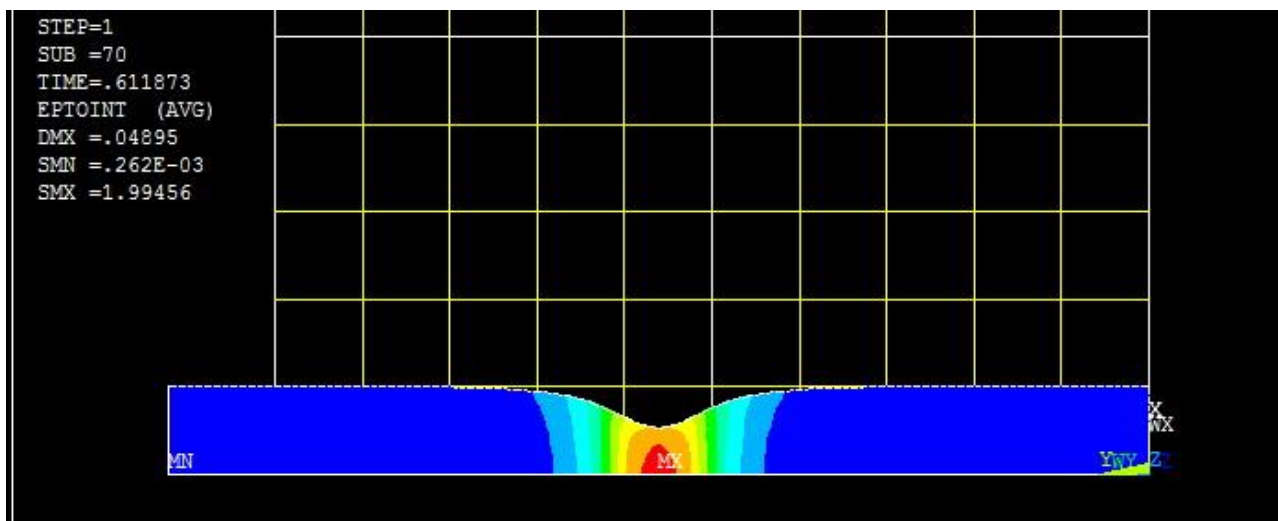


Рис. 12. Осесимметричная деформация $w_l = 0,04835\text{м}, \varepsilon_0 = 0,122675$

Значительное расхождение в величине ψ для общего удлинения 0.042375 связано с тем, что при малом отличии D_m от D_0 малое различие в величине D_m приводит к значитель-

ному различию в величине ψ . В остальных сопоставлениях различия в величинах D_m и ψ в численном и аналитическом решении достаточно малы.

Значительное расхождение в величине ε_{\max} для общего удлинения 0.082375 связано с тем, что при больших величинах w_l , как следует из результатов численного расчета, деформации в шейке распределяются неравномерно.

За исключением двух указанных случаев, имеет место удовлетворительное совпадение результатов численных и аналитических расчетов. Это показывает, что аналитическая модель может быть использована для расчетной оценки геометрических параметров шейки круглого образца при разрыве. Если известно поперечное сужение ψ и остаточное удлинение образца вместе с шейкой δ_0 , то с использованием соотношения (8) может быть вычислено относительное перемещение недеформируемых областей w_l , а, следовательно, равномерное удлинение, что может быть использовано при расчете удельной энергоемкости металлических материалов. Для ориентировочной оценки величины продольной деформации внутри шейки может быть использована зависимость (9).

Заключение

Получено приближенное аналитическое решение задачи о предельном равновесии растягиваемого круглого цилиндрического тела для локального поля скоростей, основанное на предположении об уменьшении длины деформированного района от поверхности к оси симметрии. Решение определяет *длину шейки* в начале ее образования в долях радиуса цилиндра и коническую *форму* поверхностей, разграничивающих шейку и недеформируемые внешние области.

Аналитическое решение сопоставлено с результатами численного решения. Обнаружено удовлетворительное совпадение формы поверхностей недеформируемых областей и величины наименьшего диаметра шейки.

Сопоставление формы шейки реальных образцов *различного диаметра* подтверждает вывод аналитического решения о том, что длина шейки пропорциональна диаметру образца.

Вычисленные по полученным зависимостям размеры шейки могут быть использованы для расчета величины равномерного удлинения при определении удельной энергоемкости металлических материалов по формуле (1).

Информация об удельной энергоемкости материала может быть использована при проектировании элементов конструкции систем пассивной безопасности автомобиля, а также различных видов конструктивной защиты.

Библиографический список

1. **Ефремов, А. К.** Системы защиты от ударных воздействий // Наука и образование. – 2015. – № 11. – С. 344-369.
2. Пат. 2432295 Российская Федерация, МПК В 63 В 3/24, В 63 В 3/14. Корпус судна с защитой отсека при столкновении с другим судном / Петухов В.Н. – № 2010108777/11; заявл. 09.03.10; опубл. 27.10.11, Бюл. № 30.
3. Правила классификации и постройки атомных судов и плавучих сооружений. НД № 2-020101-069. – СПб., 2012. – 151 с.
4. **Гончаров, Р.Б.** Проблемы поиска оптимальных конструктивных параметров бампера автомобиля при ударном воздействии с позиций пассивной безопасности / Р.Б. Гончаров, В.Н. Зузов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2018. – № 3. – С. 130-136.
5. **Фентон, Дж.** Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет / Дж. Фентон; пер. с англ.; под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1984. – 200 с.
6. Пат. 2186916 Российская Федерация, МПК Е 04 Н 9/04, Е 04 Н 9/14. Устройство для защиты объектов с атомной энергетической установкой от внешних ударных воздействий / В.Е. Спири, А.В. Агафонов, А.И. Дульнев, В.И. Лебедев, В.А. Никитин., О.М. Палий., В.М. Пашин., Э.Л. Петров, К.Б. Проскураков. – № 2000127925/03; заявл. 08.11.00; опубл. 10.08.02.

7. **Малков, В.П.** Энергоемкость механических систем / В.П. Малков. – Н. Новгород: Изд-во Нижегородского университета, 1995. – 258 с.
8. **Данилов, В.И.** О локализации пластической деформации на стадии предразрушения и возможности прогнозирования места и времени вязкого разрыва / В.И. Данилов, Д.В. Орлова, Л.Б. Зуев, И.О. Болотина // Журнал технической физики. – 2011. – Т. 81, вып. 2. – С. 51-57.
9. **Данилов, В.И.** Типы локализации пластической деформации и стадии диаграмм нагружения металлических материалов с различной кристаллической структурой / В.И. Данилов, Л.Б. Зуев, Е.В. Летахова, Д.В. Орлова, И.А. Охрименко // Прикладная механика и техническая физика. – 2006 – № 2. – С. 176-184.
10. **Давиденков, Н.Н.** Анализ напряженного состояния в шейке растянутого образца / Н.Н. Давиденков, Н.И. Спиридонова // Заводская лаборатория. – 1945. – Т. 11, № 6. – С. 583-593.
11. **Уваров, А.И.** Аналитическое определение длины района локальной пластической деформации (шейки) при растяжении широкой металлической пластины / А.И. Уваров // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2016. – № 9. – С. 138-154.
12. **Малинин, Н.Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести / Н.Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
13. **Биргер, И.А.** Сопrotивление материалов: Учебное пособие / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
14. **Уваров, А.И.** Пластические деформации оболочечных элементов конструктивной защиты / А.И. Уваров // Судостроительная промышленность. Серия: Проектирование судов. – 1986. – Вып. 3. – С. 43-48.

*Дата поступления
в редакцию: 06.02.2019*

A.I. Uvarov

DETERMINATION OF THE NECK LENGTH IN A TENSILE ROUND METAL SPECIMEN FOR THE CALCULATED ASSESSMENT OF THE SPECIFIC ENERGY ABSORPTION OF THE MATERIAL

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

Purpose: The aim of this work was to determine the size of the area of the local plastic deformation (neck) tensile cylindrical sample to determine the energy intensity of the material in the calculation of the passive safety of the car.

Design/methodology/approach: The process of the beginning of localization of strain (necking) under tensile cylindrical body of plastic material under conditions of axisymmetric strain state.

Findings: Used the kinematic method of limit equilibrium theory. Adopted by the local velocity field of moving consists of two regions of deformation, internal and external, and elongation in the elements of the inner region is twice that in the exterior region. Region of deformation separated from one another and from non-deforming regions inclined planes. From the condition of absence of shear deformations is determined by the length of the area of local deformation, equal to the product of the cylinder diameter to the square root of two. The value of the ultimate tensile load at the local strain equal to the ultimate tensile load with uniform deformation.

Detailed analysis found the velocity field showed that in this case the conditions of equilibrium, the displacement field has no breaks, and separates the surface no deformation. The condition of constancy of the volume as a whole integrally, is observed in the presence of compensating each other of deviations with different signs. Produced qualitative (in the form of non-deforming regions) and quantitative (minimum diameter of the neck) comparison of analytical solutions with numerical simulations. Satisfactory coincidence.

Originality/value: The obtained results can be used to assess the effectiveness of the metal alloys used for the manufacture of structural elements, providing passive safety of the car.

Key words: passive safety, neck in a round sample, specific power capacity.

НАШИ АВТОРЫ

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

Белов Роман Валерьевич – ведущий математик Арзамасского научно-производственного предприятия «ТЕМП-АВИА»;
romblv@gmail.com

Бабанов Николай Юрьевич – проректор по научной работе НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук, профессор;
babanov@nntu.ru

Гусев Александр Алексеевич – аспирант Кубанского государственного университета (г. Краснодар);
alexandrsv@gmail.com

Жоров Сергей Викторович – заместитель начальника Службы автоматизации и метрологического обеспечения ООО «Газпром трансгаз Сургут» (г. Сургут),
ZhorovSV@surgut.gazprom.ru

Кляпнев Денис Александрович – заместитель начальника отдела Арзамасского научно-производственного предприятия «ТЕМП-АВИА»;
denis_klyarnev@mail.ru

Козырев Олег Рамазанович – старший научный сотрудник НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
orkozyrev@gmail.com

Кочешков Александр Александрович – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
kocheshkov@nntu.ru

Малиновский Илья Владимирович – начальник подразделения Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород);
malinovsky@okbm.nnov.ru

Морозовская Татьяна Дмитриевна – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. пед. наук;
tdm7@list.ru

Никулин Евгений Александрович – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
nea@mail.nnov.ru

Никульчев Евгений Витальевич – профессор МИРЭА – Российского технологического университета (г. Москва), д-р техн. наук;
nikulchev@mail.ru

Обыденнова Светлана Юрьевна – начальник планово-финансового управления НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
romashka@nntu.ru

Огородников Кирилл Олегович – инженер-математик второй категории Арзамасского научно-производственного предприятия «ТЕМП-АВИА»;
okplay@mail.ru

Рядчиков Игорь Викторович – руководитель лаборатории Кубанского государственного университета (г. Краснодар), канд. физ.-мат. наук;
igorryadchikov@gmail.com

Сеченев Семен Ильич – аспирант Кубанского государственного университета (г. Краснодар);
sechenev.semen@gmail.com

Шамин Роман Вячеславович – профессор МИРЭА – Российского технологического университета (г. Москва), д-р физ.-мат. наук;
roman@shamin.ru

Шермадини Марина Владимировна – ассистент, инженер Российского университета дружбы народов (г. Москва);
essmd@yandex.ru

Шмелева Анна Геннадьевна – доцент МИРЭА – Российского технологического университета и Российского университета дружбы народов (г. Москва), канд. физ.-мат. наук;
ann_shmeleva@mail.ru

Юсупов Эркин Бахтиярович – доцент
Московской государственной консерватории им. П.И. Чайковского;
erkinyusupov@mail.ru

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ

Агальцова Татьяна Александровна – старший преподаватель НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
rerbo67@gmail.com

Аношкин Юрий Иванович – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
react@nntu.ru

Балуев Дмитрий Евгеньевич – ведущий инженер-конструктор Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород);
nikanorov@okbm.nnov.ru

Безносов Александр Викторович – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
beznosov@nntu.ru

Бесчеров Дмитрий Евгеньевич – инженер-конструктор Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород);
bescherov@okbm.nnov.ru

Боков Павел Андреевич – старший преподаватель НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
bokow_pavel@mail.ru

Бокова Татьяна Александровна – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
tatabo@bk.ru

Большухин Михаил Александрович – начальник департамента Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород), канд. техн. наук;
varanov@okbm.nnov.ru

Власичев Герман Николаевич – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
vlas@mts-nn.ru

Волков Никита Сергеевич – аспирант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
Hortmetall@yandex.ru

Дарьенков Андрей Борисович – директор института НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук, доцент;
fae@nntu.ru

Добров Александр Алексеевич – старший преподаватель НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
a.a.dobrov@yandex.ru

Кайнова Анастасия Валерьевна – магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
anastasia.d@nstuedu.com

Калинин Евгений Владимирович – ведущий инженер НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
Chernmaza@yandex.ru

Кобяков Дмитрий Сергеевич – аспирант Волжского государственного университета водного транспорта (г. Н. Новгород);
dmitry.kobyakov@mail.ru

Козин Алексей Владимирович – начальник бюро отдела Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород);
varanov@okbm.nnov.ru

Кшталтный Николай Иванович – аспирант Волжского государственного университета водного транспорта (г. Н. Новгород);
dmitry.kobyakov@mail.ru

Лебедев Вячеслав Владимирович – ведущий инженер-конструктор Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород);
varanov@okbm.nnov.ru

Легчанов Максим Александрович – заместитель директора института Ядерной энергетики и технической физики НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук, доцент;
legchanov@mail.ru

Львов Александр Вячеславович – инженер НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
knyaz_lvov@mail.ru

Лукичев Никита Сергеевич – магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
nikitalukichev@mail.ru

Маров Александр Романович – магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
marov_2011@mail.ru

Маслеева Ольга Владимировна – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
ovm1552@yandex.ru

Менская Ксения Владимировна – магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
ksenia240896@mail.ru

Никаноров Олег Леонидович – начальник бюро отдела Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород), канд. техн. наук;
nikanorov@okbm.nnov.ru

Новинский Эрнест Георгиевич – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
novinskiy@okbm.nnov.ru

Панов Владимир Александрович – начальник отдела Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород), д-р техн. наук;
varanov@okbm.nnov.ru

Пахомов Владимир Александрович – инженер-конструктор Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород), канд. техн. наук;
varanov@okbm.nnov.ru

Рогожкин Сергей Александрович – начальник отдела Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород), канд. техн. наук;
birbraer@okbm.nnov.ru

Рязанов Ренат Рамильевич – старший преподаватель НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
ryazarov.renat@gmail.com

Свешников Дмитрий Николаевич – начальник бюро отдела Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород);
budnikov@okbm.nnov.ru

Субарев Михаил Алексеевич – магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
mihail.95sub@yandex.ru

Сухарев Юрий Петрович – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
u.sukharev@yandex.ru

Хватов Олег Станиславович – заведующий кафедрой Волжского государственного университета водного транспорта (г. Н. Новгород), д-р техн. наук, профессор;
khvatov_oleg@mail.ru

Хробостов Александр Евгеньевич – директор института НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук, доцент;
khrobostov@nntu.ru

Чивенков Александр Иванович – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
Chyvenkov@mail.ru

Шепелев Сергей Федорович – главный конструктор Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород), канд. техн. наук;
shepelev@okbm.nnov.ru

Шишулин Денис Николаевич – начальник отдела Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И.И. Африкантова (г. Н. Новгород), канд. техн. наук;
shishulin@okbm.nnov.ru

Юрлов Михаил Евгеньевич – аспирант Волжского государственного университета водного транспорта (г. Н. Новгород);
dmitry.kobyakov@mail.ru

Эрдили Наталья Игоревна – аспирант НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
erdili.ni@yandex.ru

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

Алябьев Алексей Федорович – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
alyabievaf@rambler.ru

Бажан Павел Иванович – заместитель начальника центра Верхне-Волжского филиала Российского Речного Регистра (г. Н. Новгород), д-р техн. наук, профессор;
kormg@list.ru

Беляков Владимир Викторович – начальник Управления научно-исследовательских и инновационных работ НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук, профессор;
nauka@nntu.ru

Дмитриев Павел Евгеньевич – доцент НГТУ им Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
pavel-9524755555@yandex.ru

Дьяков Алексей Сергеевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
diakov57@list.ru

Дубин Дмитрий Андреевич – ассистент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана;
dubin.connect@mail.ru

Жилейкин Михаил Михайлович – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
jileykin_m@mail.ru

Захаров Александр Юрьевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
zakharov-al@mail.ru

Карташевич Анатолий Николаевич – профессор, научный сотрудник Вятского государственного университета (г. Киров), д-р техн. наук;
Kartashevich@yandex.ru

Клубничкин Владислав Евгеньевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
vklubnichkin@gmail.com

Клубничкин Евгений Евгеньевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана канд. техн. наук;
klubnichkin@mgul.ac.ru

Котов Алексей Александрович – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
kotov@mgul.ac.ru

Наказной Олег Алексеевич – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
nakaznoi@gmail.com

Неверов Всеволод Анатольевич – инженер Научно-технического центра «Силовые агрегаты» Московского политехнического университета;
dubin.connect@mail.ru

Макаров Владимир Сергеевич – профессор НГТУ им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук;
makvl2010@gmail.com

Манянин Сергей Евгеньевич – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
ttsnn@yandex.ru

Миронов Анатолий Алексеевич – доцент НГТУ им.Р.Е. Алексеева, д-р. тех. наук;
miran56@mail.ru

Палутин Юрий Иванович – профессор Нижегородской государственной сельскохозяйственной академии, д-р техн. наук;
vladimir.makarov@nntu.ru

Паньшин Максим Владимирович – инженер Научно-исследовательского института Специальное машиностроение Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана;
max.pan880@yandex.ru

Папунин Алексей Валерьевич – старший преподаватель НГТУ им. Р.Е. Алексеева;
Lexa-lenia@rambler.ru

Плотников Сергей Александрович – профессор Вятского государственного университета (г. Киров), д-р техн. наук;
Plotnikovsa@bk.ru

Слюсарев Анатолий Сидорович – профессор Волжского государственного университета водного транспорта (г. Н. Новгород), д-р техн. наук;
ngtu-cdm@mail.ru

Смольников Михаил Владимирович – аспирант Вятского государственного университета (г. Киров);
Mihail.mai@mail.ru

Уваров Андрей Иванович – доцент НГТУ им. Р. Е. Алексеева, канд. техн. наук;
uvrandiv@sandy.ru

Черемисинов Павел Николаевич – аспирант Вятского государственного университета (г. Киров); **Pavlon-ch@mail.ru**

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО НАПИСАНИЮ АВТОРСКИХ РЕЗЮМЕ

(АННОТАЦИЙ, РЕФЕРАТОВ К СТАТЬЯМ)

Авторский реферат на английском языке должен быть понятен без ссылки на саму статью. Это краткое точное изложение содержания документа, включающее основные фактические сведения и выводы описываемой работы. Объем не менее 10 строк (100–250 слов – 850 знаков). Реферат включает: 1) предмет, тему, цель работы; 2) метод или методологию проведения работы; 3) результаты и область их применения; 4) выводы. Таблицы, формулы, рисунки (нумерация в реферате может не совпадать с текстом статьи) включаются, если раскрывают основное содержание документа и позволяют сократить объем реферата.

Реферат можно начать с изложения результатов работы и выводов. Сведения, содержащиеся в заглавии статьи, не должны повторяться в тексте реферата. Следует применять терминологию, характерную для иностранных специальных текстов, избегать терминов, являющихся прямой калькой русскоязычных слов. Текст должен быть связным с использованием 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».

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

Телефон: 8(920)00-37-877

E-mail: rsl@nntu.ru

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЕЙ, НАПРАВЛЯЕМЫХ В РЕДАКЦИЮ

- В редакцию направляют **два экземпляра** статьи и комплекта сопроводительной документации: бумажный и электронный.
- Желательно, чтобы объем статьи не превышал 10 страниц текста и 4–6 рисунков. Все страницы должны быть пронумерованы. Минимальное количество страниц – 6.
- **Статью необходимо сопроводить** актом и протоколом экспортного контроля, экспертным заключением о возможности открытого опубликования, выпиской из заседания кафедры, рекомендующей статью к опубликованию, сведениями об авторах и рецензией от внешней организации, подписанной доктором наук и заверенной печатью.
- Статья должна быть подписана всеми авторами.
- Первая страница статьи должна содержать следующую информацию: УДК (код по универсальному десятичному классификатору); инициалы и фамилии авторов (в таком порядке); название статьи; место работы всех авторов (полное название организации, город); аннотацию; ключевые слова (не более 10).
- Изложение материала должно быть ясным, логически выстроенным. 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.
- Статья должна завершаться **информацией на английском языке**: инициалы и фамилии авторов, тема, названия организаций, в которых работают авторы, реферат и ключевые слова.
- К статье следует **приложить файл с информацией об авторах** на русском языке: ФИО (полностью), место работы, должность, ученая степень и звание, служебный телефон и адрес электронной почты.
- Текст набирают 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.
- 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. Изображение выполняется в формате **jpg** или **tif** с разрешением 300 **dpi**. Рисунки выполняются по ГОСТ, подрисовочная подпись 11 жирный кегль.

**РУКОПИСИ И СОПРОВОДИТЕЛЬНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ
ПРИНИМАЮТСЯ ПО СЛЕДУЮЩИМ АДРЕСАМ:**

05.05.03 Колесные и гусеничные машины

Владимир Сергеевич Макаров: vladimir.makarov@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

**05.13.01 Системный анализ, управление и обработка информации (по отраслям).
05.13.17 Теоретические основы информатики**

Валерий Павлович Хранилов: hranilov@nntu.ru

16+

**ТРУДЫ НГТУ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА**

№ 1 (124)

Редактор: **В.И. Казакова**
Технические редакторы: **Д.В. Вилков, М.В. Прохорова, П.В. Чеченков**

Редакция:
603950, Нижний Новгород, ул. Минина, д. 24.
rsl@nntu.ru
Свободная цена

Подписано в печать: 25.03.2019. Дата выхода в свет 29.03.2019 Формат 60x84 ¹/₈.
Бумага офсетная. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 29,05. 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