

# ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ:

промышленность и транспорт

№ 4 (53)  
2025



16+

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ





Издается  
с января 2004 г.

ISSN 2500-0586

**Главный редактор журнала**  
**В. И. Лысак** – академик РАН,  
д-р техн. наук, профессор

**Редакционная коллегия:**

Е. В. Балакина – д.т.н., проф. ВолгГТУ  
А. В. Баранов – д.ф.-м.н.,  
проф. РГУ нефти и газа, г. Москва  
А. Б. Голованчиков – д.т.н., проф. ВолгГТУ  
А. Е. Городецкий – д.т.н.,  
проф. ИИМаш РАН, г. Санкт-Петербург  
А. В. Дмитриев – д.т.н.,  
проф. КГЭУ, г. Казань  
А. Ю. Дунин – д.т.н., проф. МГТУ  
(МАДИ), г. Москва  
А. С. Дьяков – д.т.н., проф. МГТУ  
им. Н. Э. Баумана, г. Москва  
В. Ф. Желтобрюхов – д.т.н.,  
проф. ВолгГТУ, г. Волгоград  
А. В. Келлер – д.т.н., проф. Московского  
политехнического университета, г. Москва  
И. А. Коняхин – д.т.н., проф. ИТМО,  
г. Санкт-Петербург  
В. В. Коротяев – д.т.н., проф. ИТМО,  
г. Санкт-Петербург  
А. А. Львов – д.т.н., проф. СГТУ  
им. Гагарина Ю. А., г. Саратов  
В. А. Марков – д.т.н., проф. МГТУ  
им. Н. Э. Баумана, г. Москва  
Е. Р. Мошев – д.т.н.,  
проф. ПНИПУ, г. Пермь  
А. Е. Новиков – чл.-корр. РАН, д.т.н.,  
проф. ВолгГТУ  
Е. А. Федянов – д.т.н., проф. ВолгГТУ  
Н. М. Филькин – д.т.н., проф. ИжГТУ  
им. М. Т. Калашникова, г. Ижевск  
А. Н. Шилин – д.т.н., проф. ВолгГТУ

Ответственный секретарь  
П. С. Васильев – к.т.н., доц. ВолгГТУ  
Тел. +7 (8442) 24-84-31

Журнал распространяется  
по подписке.  
Индекс журнала  
по объединенному каталогу  
«Пресса России» – 94193  
[https://www.pressa-  
rf.ru/cat/1/edition/y\\_e94193/](https://www.pressa-<br/>rf.ru/cat/1/edition/y_e94193/)

**Тел. издательства ВолгГТУ:**  
+7 (8442) 24-84-08  
+7 (8442) 24-84-05  
**e-mail:** zavrio@vstu.ru

# Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт

## научно-технический журнал

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору  
в сфере связи, информационных технологий и массовых  
коммуникаций (Роскомнадзор)  
ПИ № ФС77-64543 от 22 января 2016 г.

№ 4 (53)  
Декабрь  
2025

**УЧРЕДИТЕЛЬ:**  
**ФГБОУ высшего образования**  
**«Волгоградский государственный технический**  
**университет»**

**Периодичность: четыре раза в год**

**Адрес редакции:**  
РФ, 400005, Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28  
Гл. редактор: телефон: +7 (8442) 24-80-03  
**e-mail:** lysak2@vstu.ru

Отв. секретарь: телефон: +7 (8442) 24-84-31  
**e-mail:** pahp@vstu.ru

Официальный сайт Учредителя: [www.vstu.ru](http://www.vstu.ru)

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Волгоградского государственного технического университета

**Авторское право на журнал в целом принадлежит**  
**Учредителю, на отдельные статьи – сохраняется за авторами**

*Перепечатка из журнала «Энерго- и ресурсосбережение:  
промышленность и транспорт» категорически запрещена без  
оформления договора в соответствии с действующим  
законодательством РФ*

*При перепечатке материалов ссылка на журнал «Энерго-  
и ресурсосбережение: промышленность и транспорт» обязательна*

*Статьи печатаются бесплатно*



Published since  
January 2004 г.

ISSN 2500-0586

**Editor-in-chief**

**V. I. Lysak** – Academician of RAS,  
D. Sc. (Technical), Professor

**Editorial Board:**

E. V. Balakina – D. Sc. (Engineering),  
Prof., VSTU, Volgograd  
A. V. Baranov – D. Sc. (Physical and Math.),  
Prof., Gubkin University, Moscow.  
A. B. Golovanchikov – D. Sc. (Engineering),  
Prof., VSTU, Volgograd  
A. E. Gorodetskij – D. Sc. (Engineering),  
Prof., IPME, St. Petersburg  
A. V. Dmitriev – D. Sc. (Engineering),  
Prof. KSPEU, Kazan  
A. Yu. Dunin – D. Sc. (Engineering),  
Prof. MADI, Moscow  
A. S. Dyakov – D. Sc. (Engineering),  
Prof. BMSTU, Moscow  
V. F. Zheltobryukhov – D. Sc. (Engineering),  
Prof. VSTU, Volgograd  
A. V. Keller – D. Sc. (Engineering),  
Prof. Prof. Moscow Poly, Moscow  
I. A. Konyakhin – D. Sc. (Engineering),  
Prof. ITMO University, St. Petersburg  
V. V. Korotaev – D. Sc. (Engineering),  
Prof. ITMO University, St. Petersburg  
A. A. L'vov – D. Sc. (Engineering),  
Prof. SSTU, Saratov  
V. A. Markov – D. Sc. (Engineering),  
Prof. BMSTU, Moscow  
E. R. Moshev – D. Sc. (Engineering),  
Prof. PNRPU, Perm  
A. E. Novikov – Corresponding Member  
of RAS, D. Sc. (Engineering),  
Prof. VSTU, Volgograd  
E. A. Fedyanov – D. Sc. (Engineering),  
Prof. VSTU, Volgograd  
N. M. Filkin – D. Sc. (Engineering),  
Prof. ISTU, Izhevsk  
A. N. Shilin – D. Sc. (Engineering),  
Prof. VSTU, Volgograd

Executive Secretary  
P. S. Vasilyev – PhD, Associate Prof.  
Тел. +7 (8442) 24-84-31

The journal is distributed by subscription.  
Index of the magazine according to the united  
catalog «Press of Russia» – 94193.  
[https://www.pressa-  
rf.ru/cat/1/edition/y\\_e94193/](https://www.pressa-<br/>rf.ru/cat/1/edition/y_e94193/)

**VSTU Publisher tel.:**

+7 (8442) 24-84-08

+7 (8442) 24-84-05

**e-mail:** zavrio@vstu.ru

© Volgograd State Technical University,

«Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport», 2025

# **Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport**

(Energy and Resource Saving:  
Industry and Transport)  
science-technical journal

Journal is registered in the Federal Service for supervision  
of communications, information technology and mass media  
(Roscomnadzor) registration certificate:  
ПИИ N° (ФЦ77-64543, registration date: 22 January 2016

**№ 4 (53)  
December  
2025**

**FOUNDER:**

**Federal State Budgetary Educational Institution of Higher  
Education «Volgograd State Technical University»**

**Periodicity:** four times per year

**Editorial office address:**

Russia, 400005, Volgograd, Lenin avenue, 28

Editor-In-Chief: tel.: +7 (8442) 24-80-03

e-mail: lysak2@vstu.ru

Executive Secretary: +7 (8442) 24-84-31

e-mail: pahp@vstu.ru

Official website: [www.vstu.ru](http://www.vstu.ru)

Published by the decision of editorial review board  
of Volgograd State Technical University

***The copyright for the journal in general belongs to the Founder,  
for separate articles – retained by the authors***

*Reprint from the journal «Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport» is strongly forbidden -without conclusion of an agreement in accordance with the current legislation of the Russia Federation*

*When reprint the materials, the citation to the journal «Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport» is obligatory*

*The articles are published for free*

## АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Албу-Салих Н. А. 39  
Балакина Е. В. 94  
Баранова Е. Ю. 11, 22  
Барбанакон Т. А. 17  
Бемяков И. А. 82  
Бынина Е. Г. 68  
Голованов И. Ю. 6, 22  
Даянова Д. Д. 6  
Дикарев П. В. 46  
Ефимов В. В. 32  
Занина К. О. 6, 22  
Иванов М. А. 68  
Илюшин Д. Н. 94, 98  
Ковалев А. М. 86  
Комочков В. А. 77  
Коновалова Л. А. 17  
Кутейников П. Д. 41  
Лагуткин М. Г. 6, 11, 22  
Лозовой В. Д. 27  
Ломов Д. А. 98  
Малиновский М. П. 54  
Мушкарин Е. Ю. 68  
Новиков В. В. 82, 86, 90  
Пивнев М. А. 68  
Поздеев А. В. 82, 86, 90  
Редькина В. А. 32  
Салыкин Е. А. 94, 98  
Силин А. М. 11  
Смолко Е. С. 54  
Соколова С. А. 22  
Стрижиченко А. В. 27, 32  
Федянов Е. А. 94, 98  
Храмов В. Н. 39  
Чернышов К. В. 82, 86  
Чумаков Д. А. 90  
Шилин А. Н. 17

## AUTHOR INDEX

- Albu-Salikh N. A. 39  
Balakina E. K. 94  
Baranova E. Y. 11  
Barbanakov T. A. 17  
Belyakov I. A. 82  
Bynina E. G. 68  
Chernyshov K. V. 82, 86  
Chumakov D. A. 90  
Dayanova D. D. 6  
Dikarev P. V. 46  
Efimov V. V. 32  
Fedyanov E. A. 94, 98  
Golovanov I. Yu. 6, 22  
Ilyushin D. N. 94, 98  
Ivanov M. A. 68  
Khramov V. N. 39  
Komochkov V. A. 77  
Konovalova L. A. 17  
Kovalev A. M. 86  
Kuteynikov P. D. 41  
Lagutkin M. G. 6, 11, 22  
Lomov D. A. 98  
Lozovoy V. D. 27  
Malinovsky M. P. 54  
Mushkarin E. Yu. 68  
Novikov V. V. 82, 86, 90  
Pivnev M. A. 68  
Pozdeev A. V. 82, 86, 90  
Red'kina V. A. 32  
Salykin E. A. 94, 98  
Shilin A. N. 17  
Silin A. M. 11  
Smolko E. S. 54  
Sokolova S. A. 22  
Strizhichenko A. V. 27, 32  
Zanina K. O. 6, 22

## СОДЕРЖАНИЕ

---

---

### Часть 1. ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

<i>Занина К. О., Голованов И. Ю., Лагуткин М. Г., Даянова Д. Д.</i> Совершенствование двухтрубных теплообменников путем их снабжения различными интенсификаторами процесса теплообмена.....	6
<i>Силин А. М., Лагуткин М. Г., Баранова Е. Ю.</i> Совершенствование профиля теплопередающих пластин пластинчатого теплообменника для повышения энергосбережения.....	11
<i>Шилин А. Н., Коновалова Л. А., Барбанаков Т. А.</i> Прибор для мониторинга качества воды в водоемах.....	17
<i>Голованов И. Ю., Занина К. О., Лагуткин М. Г., Соколова С. А.</i> Оценка эффективности теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» различных конструкций.....	22
<i>Стрижиченко А. В., Лозовой В. Д.</i> Методика оценки состояния воздушных линий электропередачи.....	27
<i>Стрижиченко А. В., Ефимов В. В., Редькина В. А.</i> Моделирование переходных процессов в RLC-контуре с целью продления ресурса коммутационной аппаратуры.....	32
<i>Албу-Салих Н. А., Храмов В. Н.</i> Влияние толщины люминофора на эффективность источника света с лазерным возбуждением люминесценции.....	39
<i>Кутейников П. Д.</i> Исследование влияния гармонических составляющих сети на точность контроля частоты.....	41
<i>Дикарев П. В.</i> Влияние геосреды на емкость воздушной линии электропередачи.....	46

### Часть 2. ТРАНСПОРТ

<i>Малиновский М. П., Смолко Е. С.</i> Интегральный тормозной кран как средство уменьшения остановочного пути при отказе рабочих контуров.....	54
<i>Мушкарин Е. Ю., Иванов М. А., Бынина Е. Г., Пивнев М. А.</i> Модификация экспериментальной масштабной модели активного автопоезда специального назначения.....	68
<i>Комочков В. А.</i> Моделирование режимов термостатирования мобильного технического объекта.....	77
<i>Новиков В. В., Чернышов К. В., Поздеев А. В., Беляков И. А.</i> Адаптивный гидроамортизатор с улучшенным гашением колебаний кузова и колес.....	82
<i>Поздеев А. В., Чернышов К. В., Новиков В. В., Ковалев А. М.</i> Стендовые испытания автомобильной подвески с инерционно-фрикционным и гидравлическим амортизаторами.....	86
<i>Новиков В. В., Чумаков Д. А., Поздеев А. В.</i> Разработка адаптивной пневмогидравлической рессоры повышенной «живучести» для подвески быстроходной машины.....	90
<i>Балакина Е. В., Илюшин Д. Н., Салыкин Е. А., Федянов Е. А.</i> Прогнозирование радиуса качения автомобильной шины по данным ее испытаний статической нагрузкой.....	94
<i>Илюшин Д. Н., Ломов Д. А., Салыкин Е. А., Федянов Е. А.</i> Возможности использования данных сап-шины для определения расхода топлива автомобилем при его испытаниях на ступичном стенде.....	98

## CONTENTS

---

---

### Part 1. INDUSTRY

<i>Zanina K. O., Golovanov I. Yu., Lagutkin M. G., Dayanova D. D.</i> Improvement of two-tube heat exchangers by supplying various heat exchange process intensifiers.....	6
<i>Silin A. M., Lagutkin M. G., Baranova E. Y.</i> Improvement of the profile of heat transfer plates of plate heat exchanger to increase energy saving.....	11
<i>Shilin A. N., Konovalova L. A., Barbanakov T. A.</i> Device for monitoring water quality in water reservoirs.....	17
<i>Golovanov I. Yu., Zanina K. O., Lagutkin M. G., Sokolova S. A.</i> Evaluation of the effectiveness of tube-in-tube heat exchangers of various designs.....	22
<i>Strizhichenko A. V., Lozovoy V. D.</i> Method for assessing the condition of overhead power transmission lines.....	27
<i>Strizhichenko A. V., Efimov V. V., Red'kina V. A.</i> Modeling of switching parameters in the rlc circuit of the furnace in order to preserve the resource of the switching equipment.....	32
<i>Albu-Salikh N. A., Khramov V. N.</i> Effect of luminophore thickness on the efficiency of a light source with laser excitation of luminescence.....	39
<i>Kuteynikov P. D.</i> Study of the network harmonic components influence on the frequency control accuracy.....	41
<i>Dikarev P. V.</i> Influence of the geoenvironment on the capacity of an overhead power transmission line.....	46

### Part 2. TRANSPORT

<i>Malinovsky M. P., Smolko E. S.</i> Integral brake valve as means of reducing stopping distance in case of all service circuits failure.....	54
<i>Mushkarin E. Yu., Ivanov M. A., Bynina E. G., Pivnev M. A.</i> Modification of the experimental scale model of a special purpose active road train.....	68
<i>Komochkov V. A.</i> Simulation of temperature control modes of a mobile technical facility.....	77
<i>Novikov V. V., Chernyshov K. V., Pozdeev A. V., Belyakov I. A.</i> Adaptive hydraulic shock absorber with enhanced body and wheel vibration damping.....	82
<i>Pozdeev A. V., Chernyshov K. V., Novikov V. V., Kovalev A. M.</i> Bench testing of car suspension with inertial-friction and hydraulic shock absorbers.....	86
<i>Novikov V. V., Chumakov D. A., Pozdeev A. V.</i> Development of adaptive pneumohydraulic springs of increased "survivability" for the suspension of a high-speed vehicle.....	90
<i>Balakina E. K., Ilyushin D. N., Salykin E. A., Fedyanov E. A.</i> Prediction of the rolling radius of a car tire based on its static load test data.....	94
<i>Ilyushin D. N., Lomov D. A., Salykin E. A., Fedyanov E. A.</i> Possibilities of using can-bus data to determine fuel consumption of a vehicle during its tests on a hub stand.....	98

УДК 66.045.123

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-6-10

*К. О. Занина<sup>1</sup>, И. Ю. Голованов<sup>2</sup>, М. Г. Лагуткин<sup>1</sup>, Д. Д. Даянова<sup>1</sup>*

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДВУХТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ  
ПУТЕМ ИХ СНАБЖЕНИЯ РАЗЛИЧНЫМИ  
ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА**

<sup>1</sup> **Московский политехнический университет, Москва, Россия**

<sup>2</sup> **МИРЭА – Российский технологический университет, Москва, Россия**

zanina\_klavdiya@mail.ru, igol95@yandex.ru, lag53@yandex.ru, diyanad@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Иван Юрьевич Голованов, igol95@yandex.ru

В статье представлены результаты компьютерного моделирования работы двухтрубных теплообменников типовой и ряда новых конструкций, снабженных интенсификаторами теплообмена в межтрубном пространстве. На основании результатов моделирования показано, что предлагаемые конструкции теплообменников обеспечивают энергосбережение процесса теплообмена в сравнении с типовой конструкцией. Полученные данные позволили уточнить эмпирические коэффициенты уравнения для определения коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве новых конструкций двухтрубных теплообменников в диапазоне значений критерия Рейнольдса 4000–16000. Уточненные уравнения позволяют прогнозировать работу новых теплообменников и производить их технологический расчет.

*Ключевые слова:* теплообмен, гидродинамика, двухтрубный теплообменник, межтрубное пространство, компьютерное моделирование, коэффициент теплоотдачи, эмпирические коэффициенты, энергосбережение

*K. O. Zanina<sup>1</sup>, I. Yu. Golovanov<sup>2</sup>, M. G. Lagutkin<sup>1</sup>, D. D. Dayanova<sup>1</sup>*

**IMPROVEMENT OF TWO-TUBE HEAT EXCHANGERS BY  
SUPPLYING VARIOUS HEAT EXCHANGE PROCESS INTENSIFIERS**

<sup>1</sup> **Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia**

<sup>2</sup> **MIREA – Russian technological university, Moscow, Russia**

The article presents the results of computer simulation of the operation of standard double-tube heat exchangers and a number of new designs equipped with heat exchange intensifiers in the inter-tube space. Based on the modeling results, it is shown that the proposed designs of heat exchangers ensure energy saving of the heat exchange process, in comparison with the standard design. The data obtained made it possible to refine the empirical coefficients of the equation for determining the heat transfer coefficient in the inter-tube space of new designs of two-tube heat exchangers in the range of values of the Reynolds criterion 4000–16000. The refined equations make it possible to predict the operation of new heat exchangers and perform their technological calculations.

*Keywords:* heat transfer, hydrodynamics, two-tube heat exchanger, inter-tube space, computer modeling, heat transfer coefficient, empirical coefficients, energy saving

Предложение решений по повышению энергосбережения на промышленных объектах – актуальное направление исследований, включающее разработку усовершенствованных конструкций оборудования и оценку эффективности их работы.

В настоящее время рекуперативные теплообменные аппараты широко распространены

во всех отраслях промышленности. Такие аппараты сопровождают технологические процессы, охлаждая или нагревая рабочие среды, используются в качестве основного оборудования, например, для испарительного охлаждения, а также с помощью них может обеспечиваться полезное использование тепла, получаемого в ходе производства.

Рассмотрим одну из применяемых в промышленности конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов – двухтрубный теплообменник (рис. 1) [1].

Повышение интенсивности и энергосбережения процесса теплообмена в теплообменнике может быть достигнуто путем снабжения поверхности его теплообменной трубы интенсификаторами теплообмена – элементами в виде выступов на пути движения потока теплоносителя, обеспечивающими его турбулизацию

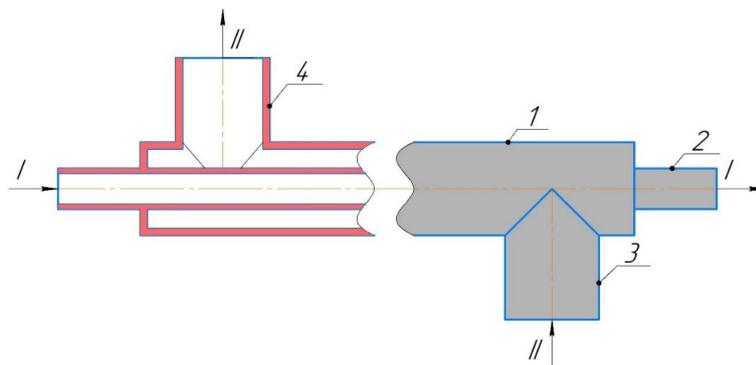


Рис. 1. Конструкция теплообменного аппарата типа «труба в трубе»: 1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода теплоносителя межтрубного пространства; 4 – патрубок вывода теплоносителя межтрубного пространства; I – теплоноситель трубного пространства; II – теплоноситель межтрубного пространства

В настоящее время метод компьютерного моделирования широко распространен для прогнозирования и оценки работы новых конструкций оборудования. Получаемые результаты показывают высокую точность, что отмечается во множестве исследований. Например, в работах [7–9] подтверждена высокая точность метода для трубных теплообменников с гладкими трубами и с интенсификаторами теплообмена путем сопоставления результатов натурных экспериментов и компьютерного моделирования (расхождения в результатах составили 3–15 %).

Проведем анализ технологических параметров двухтрубного теплообменника, изготовленного согласно нормативному документу [10]: кожуховая труба диаметром 57×4 мм и длиной 1400 мм; теплообменная труба диаметром 25×3 мм и длиной 1500 мм; патрубки ввода второго теплоносителя из трубы диаметром 32×4 мм и длиной 155 мм; материал теплообменника – сталь марки 08X18H10T.

Для проведения анализа используем компьютерное моделирование в программном комплексе «SolidWorks». Зададимся исходными данными для моделирования: теплоносители

с одновременным увеличением площади поверхности теплопередачи.

В работах [2–4] показано, что наличие интенсификаторов теплообмена существенно влияет на эффективность работы теплообменников.

При этом в работах [5; 6] отмечается, что форма интенсификаторов теплообмена, выполненных в виде цельнометаллических стержней, также в значительной степени определяет энергосбережение процесса теплообмена.

трубного и межтрубного пространств – вода; температура воды на входе в трубное пространство – 60 °С; температура воды на входе в межтрубное пространство – 20 °С; скорость воды на входе в трубное пространство – 1,0 м/с. Скорость на входе в межтрубное пространство будем изменять от 0,5 м/с до 2,0 м/с с шагом 0,3 м/с, что будет соответствовать диапазону значений критерий Рейнольдса 4000–16000.

Далее снабдим наружную поверхность теплообменной трубы интенсификаторами теплообмена в виде цельнометаллических стержней, вписанных в поперечном сечении в окружность диаметром 6 мм и расположенных по всей длине теплообменной трубы с расстоянием между их центрами равным 50 мм. Примем высоту стержней равной 6 мм, что будет составлять половину расстояния между наружной поверхностью стенки теплообменной трубы и внутренней поверхностью кожуховой трубы. Поперечное сечение теплообменника с интенсификаторами теплообмена представлено на рис. 2 [1].

Рассмотрим шесть форм поперечного сечения стержней (рис. 3) [1; 11; 12].

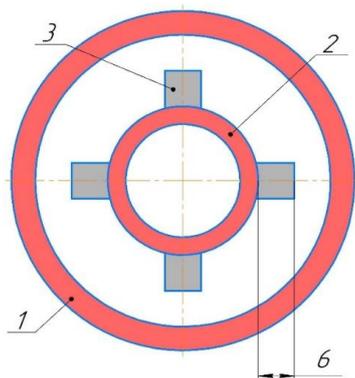


Рис. 2. Поперечное сечение двухтрубного теплообменника с интенсификаторами теплообмена:  
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба;  
3 – стержни оребрения

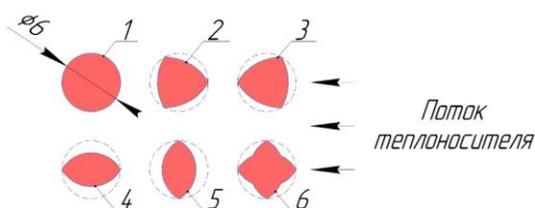


Рис. 3. Поперечное сечение интенсификаторов теплообмена [1; 11; 12]:

1 – круглые; 2 – треугольники Рело с вершиной навстречу потоку; 3 – треугольники Рело с вершиной против потока; 4 – ромбические из двух треугольников Рело, параллельно потоку; 5 – ромбические из двух треугольников Рело, перпендикулярно потоку; 6 – крестообразные из четырех треугольников Рело

Таким образом, анализ технологических параметров будем проводить для типовой конструкции и шести – с интенсификаторами теплообмена.

При расчете двухтрубных теплообменников основным показателем их эффективности является количество передаваемого тепла [1]:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где  $Q$  – количество передаваемого тепла в теплообменном аппарате типа «труба в трубе», Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь поверхности теплопередачи, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, К.

Энергосбережение при работе теплообменников будем оценивать через отношение количества передаваемого тепла к суммарным потерям мощности на перекачивание теплоносителей [1]:

$$\Delta W = \frac{Q}{W}, \quad (2)$$

где  $\Delta W$  – удельные потери мощности при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт/Вт;

$W$  – потери мощности на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт.

Суммарные потери мощности  $W$  можно определить по следующей формуле [1]:

$$W = V_T \cdot \Delta P_T + V_{MT} \cdot \Delta P_{MT}, \quad (3)$$

где  $V_T$  – объемный расход теплоносителя трубного пространства, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta P_T$  – гидравлическое сопротивление при перекачивании теплоносителя трубного пространства, Па;  $V_{MT}$  – объемный расход теплоносителя межтрубного пространства, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta P_{MT}$  – гидравлическое сопротивление при перекачивании теплоносителя межтрубного пространства, Па.

Наличие стержней-интенсификаторов отразится на проходном сечении межтрубного пространства. Для определения степени его изменения предлагается использовать эквивалентный диаметр, который может быть определен через отношение свободного объема межтрубного пространства в конструкции с интенсификаторами теплообмена к свободному объему межтрубного пространства в типовой конструкции.

По данным компьютерного моделирования и с использованием эквивалентного диаметра построен график зависимости удельных потерь мощности при эксплуатации рассматриваемых двухтрубных теплообменников от значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве в диапазоне 4000–16000 (рис. 4).

По представленным на рис. 4 данным можно заключить, что наличие интенсификаторов теплообмена на внешней поверхности теплообменной трубы в двухтрубных теплообменниках повышает энергосбережение теплообменного процесса в сравнении с типовой конструкцией. Положительный эффект с интенсификаторами теплообмена в виде цельнометаллических стержней с поперечным сечением круглой формы, в форме треугольников Рело (с вершиной навстречу и против потока теплоносителя), ромбической формы из двух треугольников Рело (параллельно и перпендикулярно потоку теплоносителя) достигается при диапазоне значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве 4000–11000. При использовании стержней-интенсификаторов крестообразной формы из четырех треугольников Рело положительный эффект наблюдаются на всем рассматриваемом диапазоне значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве (4000–16000).

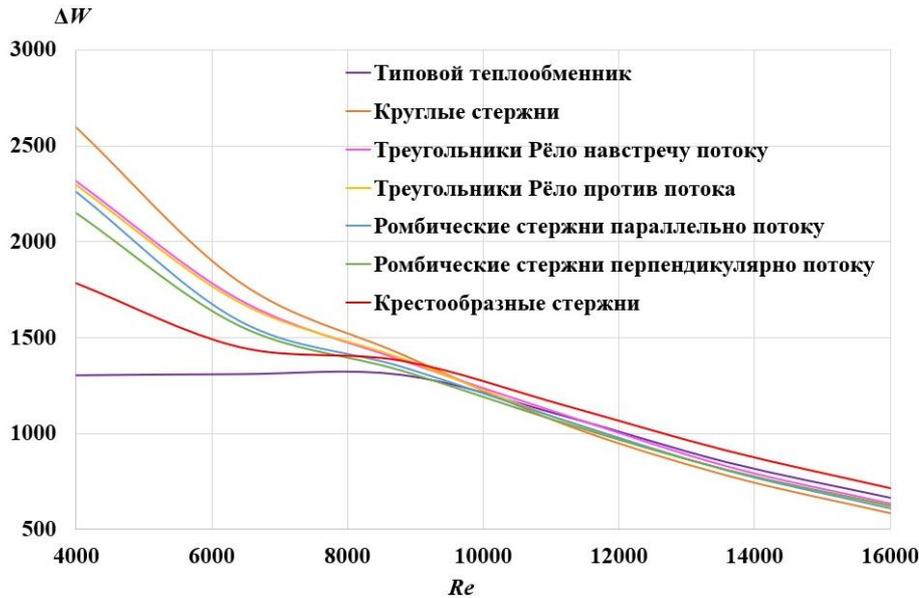


Рис. 4. Зависимость удельных потерь мощности на перекачивание теплоносителей в двухтрубных теплообменниках от величины критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве

На основании данных компьютерного моделирования и с использованием эквивалентного диаметра получены уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи межтрубного пространства с уточненными эмпирическими коэффициентами, позволяющие проводить технологический расчет рассмотренных конструкций двухтрубных теплообменников с интенсификаторами теплообмена.

Для стержней круглого поперечного сечения:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта;  $Re$  – критерий Рейнольдса;  $Pr$  – критерий Прандтля,  $Pr_{cm}$  – критерий Прандтля при температуре стенки.

Для стержней с поперечным сечением в форме треугольников Рело с вершиной навстречу потоку теплоносителя:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,827} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (5)$$

Для стержней с поперечным сечением в форме треугольников Рело с вершиной против потока теплоносителя:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,831} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

для стержней с поперечным сечением ромбической формы из двух треугольников Рело (параллельно потоку теплоносителя):

$$Nu = 0,016 \cdot Re^{0,831} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (7)$$

Для стержней с поперечным сечением ромбической формы из двух треугольников Рело (перпендикулярно потоку теплоносителя):

$$Nu = 0,029 \cdot Re^{0,775} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (8)$$

Для стержней с поперечным сечением крестообразной формы из четырех треугольников Рело:

$$Nu = 0,0046 \cdot Re^{0,985} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (9)$$

Отклонения в результатах при технологическом расчете теплообменников по представленным уравнениям от результатов компьютерного моделирования не превышает 5 %. Представленные результаты компьютерного моделирования позволяют рекомендовать в качестве замены типовой конструкции двухтрубного теплообменника конструкции с интенсификаторами теплообмена в виде цельнометаллических стержней на внешней поверхности теплообменной трубы.

#### Выводы

1. Для конструкций двухтрубных теплообменников с интенсификаторами теплообмена на наружной поверхности теплообменной трубы, представлены данные о удельных потерях мощности на перекачивание теплоносителей,

позволяющие оценить энергосбережение процесса теплообмена.

2. С использованием данных компьютерного моделирования подтверждено, что наличие интенсификаторов теплообмена на наружной поверхности теплообменной трубы повышает энергосбережение процесса теплообмена в двухтрубных теплообменниках, в сравнении с типовой конструкцией. В диапазоне значений критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве 4000–11000 рекомендуются стержни с поперечным сечением круглой формы, в форме треугольников Рело (с вершиной навстречу и против потока теплоносителя), ромбической формы из двух треугольников Рело (параллельно и перпендикулярно потоку теплоносителя). Для диапазона 4000–16000 рекомендуются стержни с поперечным сечением крестообразной формы из четырех треугольников Рело.

3. Представлены уточненные уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве двухтрубных теплообменников с различными интенсификаторами теплообмена, позволяющие проводить технологический расчет теплообменников с высокой точностью.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Занина, К. О. Анализ вариантов оребрения двухтрубного теплообменного аппарата для повышения эффективности процесса / К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына, И. Ю. Голованов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 3 (48). – С. 19–25. <http://doi.org/10.35211/2500-0586-2024-3-48-19-25>.
2. Голованов, И. Ю. Анализ конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов и перспективы их совершенствования / И. Ю. Голованов, А. М. Силин, К. О. Занина [и др.] // Промышленные процессы и технологии. – 2024. – Т. 4, № 3 (13). – С. 90–111. [https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3\(13\)-90-111](https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3(13)-90-111).
3. Marzouk, S. A. A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers / S. A. Marzouk, M. M. Abou Al-Sood, E. M. S. El-Said [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2023. – Vol. 148, № 15. – Pp. 7539–7578. <http://doi.org/10.1007/s10973-023-12265-3>.
4. Коновалов, В. И. Исследование процесса теплообмена в оребренном трубчатом рекуператоре / В. И. Коновалов, Е. В. Романова, А. Н. Колиух // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2012. – Т. 18, № 4. – С. 876–880.
5. Чернявская, В. В. Оценка влияния интенсификаторов теплообмена на энергомассовую эффективность кристаллизаторов / В. В. Чернявская, В. Б. Сапожников, И. Ю. Голованов, М. А. Угольников // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2025. – Т. 52, № 1. – С. 22–30. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2025-52-1-22-30>.
6. Бурцев, С. А. Выбор рациональных интенсификаторов теплообмена в теплообменном оборудовании / С. А. Бурцев, Ю. А. Виноградов, Н. А. Киселев [и др.] // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2016. – № 12. – С. 35–56. <https://doi.org/10.7463/1216.0852444>.
7. Романова, Е. В. Применение пакета Ansys при исследовании гидравлического сопротивления оребренного рекуператора / Е. В. Романова, А. Н. Колиух, Е. А. Лебедев // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2017. – Т. 23, № 3. – С. 420–427. <https://doi.org/10.17277/vestnik.2017.03.pp.420-427>.
8. Jaganathan, S. Experimental investigation of the performance of silver nanofluid as a coolant in a helical shell and tube heat exchanger / S. Jaganathan, N. B. Devaraj, V. Ravikumar [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2024. – Vol. 149. – Pp. 439–451. <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12722-z>.
9. Kadhim, S. A. Critical review of the use of TiO<sub>2</sub> nanofluid as a heat transfer fluid in the double-pipe heat exchanger / S. A. Kadhim, O. A. A.-M. Ibrahim, M. K. S. Al-Ghezi [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2025. – Vol. 150. – Pp. 11995–12015. <https://doi.org/10.1007/s10973-025-14531-y>.
10. ТУ 3612-014-00220302-99. Теплообменники труба в трубе. Технические условия. Москва: Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт нефтяного машиностроения АОФ «ВНИИНЕФТЕМАШ», 1999. – 109 с.
11. П. м. № 226381, МПК F28D 7/10. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» / К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, И. Ю. Голованов; опубл. 31.05.2024. Бюл. № 16.
12. П. м. № 227391, МПК F28D 7/10; F28F 1/124. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» / Р. В. Бакулин, И. Ю. Голованов, К. О. Занина [и др.]; опубл. 18.07.2024. Бюл. № 20.

УДК 66.045.126

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-11-17

*А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, Е. Ю. Баранова***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ  
ПЛАСТИН ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА  
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ****Московский политехнический университет, Москва, Россия**

alienbag@yandex.ru, lag53@yandex.ru, baranova.mihm@yandex.ru

Автор, ответственный за переписку:

Артур Михайлович Силин, alienbag@yandex.ru

От профиля теплопередающих пластин во многом зависит эффективность пластинчатых теплообменников, которая может быть повышена за счет снижения гидравлического сопротивления каналов, по которым движутся теплоносители. В статье проводится анализ показателей работы новой конструкции пластинчатого теплообменника с теплопередающими пластинами, на которых выполнены выступы и впадины в виде полукапли, причем большие оси выступов и впадин имеют направление, совпадающее с продольной осью теплопередающих пластин, выступы на соседних пластинах направлены навстречу друг другу, широкая часть выступов направлена в сторону штуцеров подвода теплоносителей.

С помощью модуля вычислительной гидродинамики «Flow Simulation» в программе для 3D-моделирования «SolidWorks» показано, что новая конструкция пластинчатого теплообменника позволяет снизить отношение затрачиваемой мощности на перекачку теплоносителей к количеству передаваемого тепла по сравнению с ранее запатентованной конструкцией с теплопередающими пластинами, у которых полукапли имеют направление, совпадающее с большой осью пластин, и теплообменниками с типовыми гофрированными пластинами.

Также получены эмпирические зависимости для расчета потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника новой конструкции с теплопередающими пластинами с каплевидным профилем и коэффициентов теплоотдачи.

*Ключевые слова:* пластинчатый теплообменник, линии тока, пластины с каплевидным профилем, потери давления, коэффициент гидравлического сопротивления, затраты мощности, эффективность теплопередачи, коэффициенты теплоотдачи, компьютерное моделирование, эмпирические зависимости

*А. М. Silin, M. G. Lagutkin, E. Y. Baranova***IMPROVEMENT OF THE PROFILE OF HEAT TRANSFER PLATES  
OF PLATE HEAT EXCHANGER TO INCREASE ENERGY SAVING****Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia**

The profile of heat transfer plates largely determines the efficiency of plate heat exchangers, which can be increased by reducing the hydraulic resistance of the channels through which the coolants move. The article analyzes the performance of a new design of plate heat exchanger with heat transfer plates, which are made protrusions and depressions in the form of a half-drop, and the large axes of protrusions and depressions have a direction coinciding with the longitudinal axis of heat transfer plates, protrusions on neighboring plates are directed toward each other, the broad part of the protrusions are directed toward the connections of the coolant supply.

With the help of the module of computational fluid dynamics «Flow Simulation» in the program for 3D-modeling «SolidWorks» it is shown that the new design of plate heat exchanger allows to reduce the ratio of power consumption for pumping coolants to the amount of heat transferred compared to the previously patented design with heat transfer plates, which have half-drops have a direction coinciding with the major axis of the plates, and heat exchangers with typical corrugated plates.

Also empirical dependences for calculation of pressure losses in the channels of the plate heat exchanger of a new design with heat transfer plates with a drop-shaped profile and heat transfer coefficients are obtained.

*Keywords:* plate heat exchanger, current lines, plates with drop-shaped profile, pressure losses, hydraulic resistance coefficient, power inputs, heat transfer efficiency, heat transfer coefficients, computer modeling, empirical dependencies

Пластинчатые теплообменники включают параллельные теплопередающие пластины с различным профилем, между которыми формиру-

ются каналы для прохода теплоносителей [1]. Простота конструкции, высокая эффективность, прочность и надежность делают плас-

тинчатые теплообменники востребованными в различных отраслях промышленности. От профиля теплопередающих пластин во многом зависит эффективность пластинчатых теплообменников [2], поэтому создание новых перспективных конструкций теплопередающих пластин и анализ показателей их работы является актуальной задачей.

Как известно [1], поверхность теплопередачи  $F$  любого рекуперативного теплообменника определяется из основного уравнения теплопередачи,  $m^2$ :

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}, \quad (1)$$

где  $Q$  – необходимое количество передаваемого тепла, которое определяется из теплового баланса, Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/( $m^2 \cdot K$ );  $\Delta t$  – средняя разность температур между теплоносителями (движущая сила процесса теплопередачи), К.

Коэффициент теплопередачи  $K$  зависит от коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей, его значение меньше наименьшего значения этих коэффициентов и увеличивается при повышении скорости движения теплоносителей. В широко используемых кожухотрубчатых теплообменниках скорость движения теплоносителей может быть увеличена в трубном пространстве при замене одноходового теплообменника на многоходовой, а в межтрубном пространстве скорость может быть незначительно увеличена при установке сегментных перегородок или перегородок «диск – кольцо». В пластинчатых же теплообменниках благодаря компоновке пластин можно обеспечить практически любые скорости теплоносителей и максимально возможные значения коэффициентов теплоотдачи, соизмеримые для холодного и горячего теплоносителей. Таким образом достигаются высокие значения коэффициента теплопередачи, который характеризует интенсивность этого процесса. В соответствии с уравнением (1) теплообменник становится более компактным.

Повышение скорости движения теплоносителей не только интенсифицирует процесс теплопередачи, но и значительно увеличивает потери давления в каналах теплообменника, которые пропорциональны квадрату скорости [1]. В результате возрастают затраты мощности на перекачку теплоносителей, которые определяются как сумма произведений потерь давления в каналах теплообменника на соответствующий объемный расход теплоносителей.

Общепринятым показателем энергетической эффективности теплообменников является отношение количества передаваемого тепла к затрачиваемой мощности на перекачку горячего и холодного теплоносителей [3]. Представляется, что целесообразнее оценивать энергетическую эффективность теплообменников обратной величиной, то есть отношением затрачиваемой мощности на перекачку теплоносителей к количеству передаваемого тепла, что было сделано в работе [2]. Тогда легко определяется такой экономический показатель, как затраты в денежном выражении на электроэнергию, необходимую для перекачки теплоносителей при обеспечении заданного количества передаваемого тепла. В общем случае целесообразность применения того или иного теплообменника следует оценивать минимальными возможными суммарными затратами на его изготовление и электроэнергию, необходимую для перекачки теплоносителей за назначенный срок его эксплуатации. Расчеты показывают, что обычно затраты на электроэнергию существенно превышают стоимость теплообменника, поэтому достаточно оценивать только их энергетическую эффективность. Таким образом, при определении рационального профиля теплопередающих пластин пластинчатого теплообменника можно ограничиться сравнением энергетической эффективности теплообменных аппаратов.

В патенте [4] предложена конструкция пластин пластинчатого теплообменника, на которых выполнены выступы и впадины в виде полуклапи, причем большие оси выступов и впадин имеют направление, совпадающее с продольной осью теплопередающих пластин, выступы на соседних пластинах направлены навстречу друг другу, а широкая часть выступов направлена в сторону штуцеров подвода теплоносителей.

С использованием модуля вычислительной гидродинамики, встроенного в программу для 3D-моделирования, в статье [2] проведено сопоставление средней разности температур между горячим и холодным теплоносителями, количества передаваемого тепла и потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [4] с теплообменником с типовыми гофрированными пластинами. В результате установлено, что в первом теплообменнике обеспечиваются меньшие энергетические затраты на перекачку теплоносителей при равенстве количества передаваемого тепла.

Представляется перспективным дальнейшее совершенствование теплопередающих пластин с каплевидным рельефом по патенту [4]. На рис. 1 представлена новая конструкция теплопередающей пластины с каплевидным рельефом теплообменника по патенту [5].

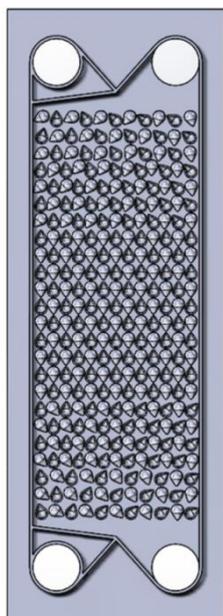


Рис. 1. Теплопередающая пластина с каплевидным рельефом по патенту [5]

Для анализа и сравнения показателей работы пластинчатых теплообменников по патентам [4] и [5] применялась программа «SolidWorks» для 3D-моделирования, включающая встроенный модуль вычислительной гидродинамики Flow Simulation, который позволяет численно моделировать гидродинамические и теплопередающие процессы. В качестве горячего и холодного теплоносителей выбрана вода. Для уменьшения времени машинных расчетов смоделированы пластинчатые теплообменники с тремя пластинами с минимальным промышленным размером: длина 208 мм, ширина 73 мм. Высота каплевидных выступов, как и высота гофра у типовых пластин выбранного размера, принята равной 1,6 мм.

В результате проведенных расчетов установлено, что в пластинчатом теплообменнике по патенту [5] потери давления снижаются примерно в два раза по сравнению с теплообменником по патенту [4]. Перепад температур между теплоносителями при этом изменяется незначительно.

Снижение потерь давления в каналах новой конструкции пластинчатого теплообменника по

патенту [5] достигается за счет расположения на пластине выступов и впадин в виде полукапель, максимально приближенного к направлению линий тока теплоносителей, которые определялись с помощью 3D-моделирования. В центральной зоне большие оси этих выступов и впадин совпадают с продольной осью пластин, а в верхних и нижних семи рядах большие оси полукапель направлены к центру штуцеров для подвода и отвода теплоносителей соответственно. Это конструктивное решение способствует более равномерному распределению потока теплоносителей по всей поверхности теплопередающих пластин и снижает потери давления в каналах пластинчатого теплообменника.

На рис. 2 представлены графики зависимости изменения потерь давления в каналах пластинчатых теплообменников  $\Delta P$  от скорости движения холодного и горячего теплоносителей при использовании теплопередающих пластин с каплевидным профилем по патентам [4] и [5].

Расхождение между кривыми 1, 2 и 3, 4 на рис. 2 объясняется зависимостью теплофизических свойств теплоносителей от температуры.

Отношение затрачиваемой мощности на перекачку теплоносителей  $E$  к количеству передаваемого тепла  $Q$  в Вт в случае, когда теплоносители не изменяют фазового состояния, определяется по формуле [2]:

$$\frac{E}{Q} = \frac{\Delta P}{c_p \cdot (T_n - T_k) \cdot \rho}, \quad (2)$$

где  $c_p$  – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $T_n$  и  $T_k$  – начальная и конечная температуры горячего теплоносителя соответственно, К.

На рис. 3 представлены графические зависимости отношения потерь мощности на перекачку теплоносителя к количеству передаваемого тепла от скорости движения теплоносителей в штуцерах для теплообменников по патентам [4] и [5].

Из рис. 3 видно, что удельные энергетические затраты на перекачку теплоносителей существенно снижаются при использовании теплообменника с теплопередающими пластинами с выступами и впадинами в виде полукапли, направленными вдоль линий тока по патенту [5].

Для выполнения инженерных расчетов пластинчатых теплообменников каждого профиля

теплопередающих пластин необходимо с использованием теории подобия получить эмпирические зависимости для определения потерь давления в каналах и коэффициентов теплоотдачи [1]. Необходимые для этого данные применительно к пластинчатому теплообменнику по патенту [5] получены с помощью компьютерного моделирования.

Потери давления в каналах пластинчатого теплообменника в общем случае определяются по уравнению Дарси – Вейсбаха [1]:

$$\Delta P = X \cdot \xi \cdot \frac{L}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (3)$$

где  $X$  – количество пакетов пластин;  $L$  – длина канала (в данном случае расстояние по осям между штуцерами входа и выхода теплоносителей), м;  $d_3 = 2 \cdot \delta$  – эквивалентный диаметр канала ( $\delta$  – расстояние между пластинами, равное удвоенной высоте каплевидных выступов), м;  $\rho$  – плотность теплоносителей, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – средняя скорость теплоносителей в каналах пластинчатого теплообменника, м/с.

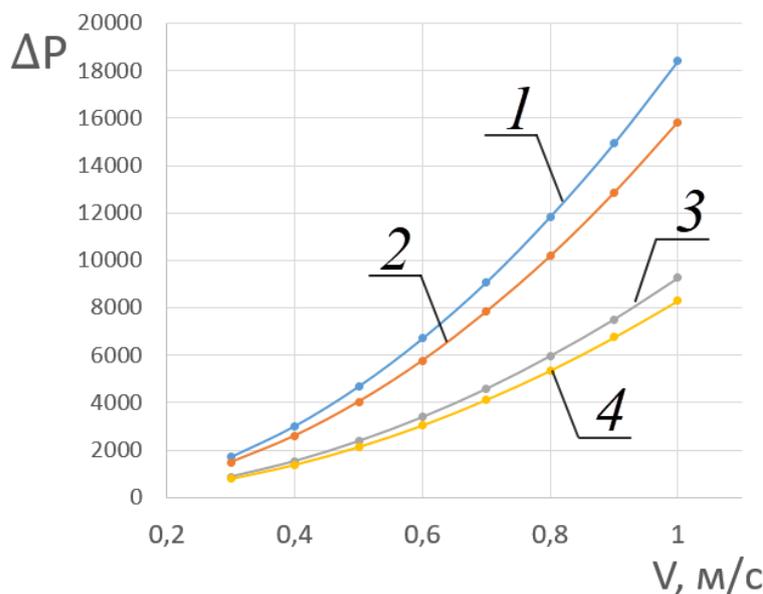


Рис. 2. Графики зависимости потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патентам [4] (линии 1 и 2) и [5] (кривые 3 и 4) от скорости движения теплоносителей в штуцерах: 1 и 3 – для холодного теплоносителя; 2 и 4 – для горячего теплоносителя

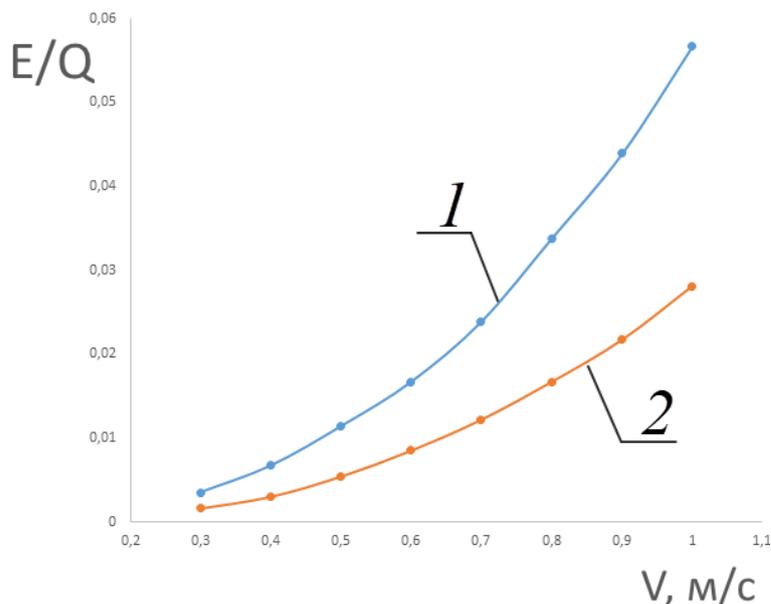


Рис. 3. Графики зависимости отношения потери мощности на перекачку теплоносителей к количеству передаваемого тепла от скорости теплоносителей в штуцерах пластинчатых теплообменников: 1 – по патенту [4]; 2 – по патенту [5]

Зависимость для расчета коэффициента гидравлического сопротивления записывается в следующем виде [1]:

$$\xi = \frac{A}{\text{Re}^m}, \quad (4)$$

где  $\text{Re}$  – критерий Рейнольдса (рассчитывается по скорости в каналах пластины);  $A$  и  $m$  определяются из экспериментальных данных (по данным компьютерного моделирования).

Коэффициент гидравлического сопротивления при одинаковых значениях Рейнольдса двух потоков будет иметь разные значения из-за изменения свойств теплоносителя (в рассматриваемом случае воды) с температурой.

На рис. 4 представлены графики зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от критерия Рейнольдса при параметрах горячего и холодного теплоносителей в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5].

Для определения показателя степени  $m$  при критерии Рейнольдса в уравнении (4) применен стандартный метод – линеаризация функции. После логарифмирования уравнения (4) получено уравнение прямой линии:

$$\lg \xi = \lg A - m \cdot \lg \text{Re}, \quad (5)$$

где тангенс угла наклона полученной прямой линии равен показателю степени  $m = -0,039$ .

Далее определено значение коэффициента  $A = 8,195$ . В результате уравнение (4) приняло следующий вид:

$$\xi = \frac{8,195}{\text{Re}^{0,039}}. \quad (6)$$

Сопоставление результатов компьютерного моделирования по определению потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5] и расчета по уравнению (3) с учетом уравнения (6) представлено на рис. 5.

В общем случае критерий Нуссельта определяется по следующему уравнению [1]:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_s}{\lambda} = B \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности при средней температуре теплоносителя, Вт/(м·К);  $\text{Pr}$  – критерий Прандтля, рассчитанный при средней температуре теплоносителя;  $\text{Pr}_{cm}$  – критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки со стороны теплоносителя;  $B$  и  $n$  определяются из экспериментальных данных (результатов компьютерного моделирования).

Для нагреваемых жидкостей можно прини-

мать  $\left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 1$ , для охлаждающихся жидкос-

тей  $\left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 0,93$ , для газов  $\left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 1$  [6].

В ходе компьютерного моделирования определены значения критерия Нуссельта в зависимости от различных значений критерия Рейнольдса. Для определения  $B$  и  $n$  в уравнении (7) построена следующая зависимость (рис. 6):

$$Y = \frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25}} = f(\text{Re}). \quad (8)$$

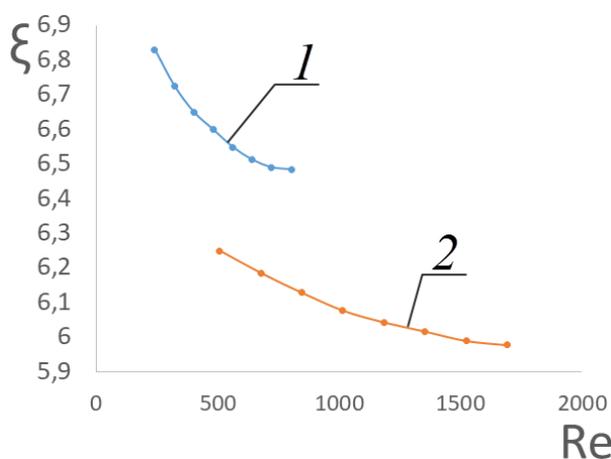


Рис. 4. Графики зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от критерия Рейнольдса в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5]:

1 – для потока холодного теплоносителя; 2 – для потока горячего теплоносителя

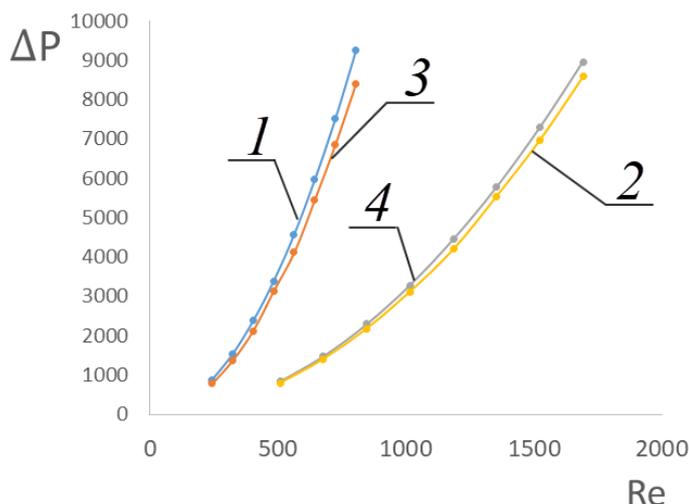


Рис. 5. Графики зависимости потерь давления в каналах пластинчатого теплообменника по патенту [5] от критерия Рейнольдса:

1 – холодный поток, результаты компьютерного моделирования; 2 – горячий поток, результаты компьютерного моделирования; 3 – холодный поток, результаты расчета по уравнению (3) с учетом (6); 4 – горячий поток, результаты расчета по уравнению (3) с учетом (6). Среднеквадратичное отклонение значений, полученных с помощью компьютерного моделирования, от расчетных по уравнению (3) с учетом эмпирической зависимости (6), составляет 2,38 %

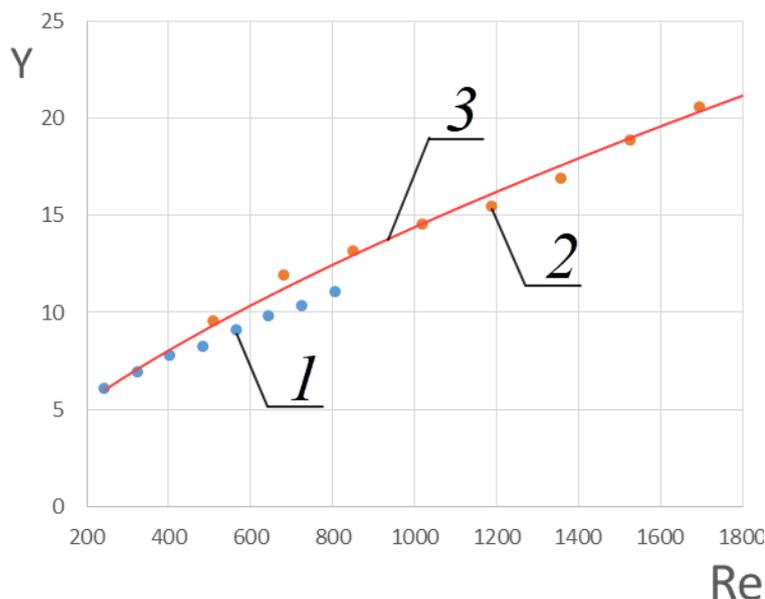


Рис. 6. Графическая зависимость, показывающая влияние критерия Рейнольдса на критерий Нуссельта в пластинчатом теплообменнике с пластинами с каплевидным рельефом:

1 – поток холодного теплоносителя; 2 – поток горячего теплоносителя; 3 – кривая, описываемая уравнением (9)

При обработке полученных результатов, представленных на рис. 6, методом линеаризации функции была получена зависимость:

$$Nu = 0,200 \cdot Re^{0,62} \quad (9)$$

В результате окончательный вид уравнения для расчета критерия Нуссельта применительно к пластинчатому теплообменнику по патенту [5] имеет следующий вид:

$$Nu = 0,200 \cdot Re^{0,62} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (10)$$

Уравнение (10) имеет схожий вид с формулой Думмета [1] для ленточно-поточной пластины с горизонтальными гофрами при эквивалентном диаметре  $d_s = 2 \cdot \delta = 0,006$  м, большем чем в исследуемом пластинчатом теплообменнике по патенту [5], у которого  $d_s = 0,0032$  мм:

$$\text{Nu} = 0,165 \cdot \text{Re}^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} \quad (11)$$

Таким образом, зависимость (10) будет давать достоверные результаты и при больших значениях  $d$ , чем в исследуемом пластинчатом теплообменнике, что подтверждает надежность эмпирических зависимостей, полученных с использованием теории подобия.

Среднеквадратичное отклонение при расчете критерия Нуссельта по уравнению (10) от результатов, полученных с помощью компьютерного моделирования, составляет 2,08 %.

Используя уравнения (10) и (6), можно подобрать конструктивные и режимные параметры работы пластинчатого теплообменника по патенту [5], при которых будут обеспечиваться минимальные суммарные затраты на сам теплообменник и на перекачку теплоносителей через его каналы.

#### Выводы

1. Пластинчатый теплообменник по патенту [5] с новой конструкцией теплопередающих пластин, на которых выполнены выступы и впадины в виде полукапли, направленные по линиям тока, обеспечивает меньшие энергетические затраты для передачи заданного количества тепла в сравнении пластинчатым теплообменником по патенту [4] и соответственно с типовыми гофрированными пластинами.

2. С использованием модуля вычислительной гидродинамики «Flow Simulation» программы «SolidWorks» для 3D-моделирования получены эмпирические зависимости (6) и (10) для расчета потерь давления и коэффициентов теплоотдачи в перспективном пластинчатом теплообменнике по патенту [5].

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Барановский, Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
2. Силин, А. М. Снижение энергетических затрат на перекачивание теплоносителей при обеспечении необходимого количества передаваемой теплоты в пластинчатом теплообменнике / А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, Е. Ю. Баранова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2023. – № 8. – С. 3–6. <https://www.doi.org/10.1007/s10556-024-01282-0>
3. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 365 с.
4. Пат. № 216818 РФ, F28F 3/083. Пластинчатый теплообменный аппарат / А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, И. Ю. Голованов. – 2023.
5. Пат. № 227085 РФ, F28F 3/083. Пластинчатый теплообменный аппарат / А. М. Силин, М. Г. Лагуткин, А. Е. Тюрнина, И. Ю. Голованов. – 2024.
6. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков; под ред. чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

УДК 628.1

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-17-22

*А. Н. Шилин, Л. А. Коновалова, Т. А. Барбанаков*

#### ПРИБОР ДЛЯ МОНИТОРИНГА КАЧЕСТВА ВОДЫ В ВОДОЕМАХ

**Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия**

eltech@vstu.ru, mila27121989@mail.ru, ttttttt20032003@mail.ru

Автор, ответственный за переписку:

Людмила Александровна Коновалова, mila27121989@mail.ru

В статье рассматривается проблема оперативного контроля качества водных ресурсов. Представлены результаты разработки портативного бюджетного прибора на базе микроконтроллера ATmega328P для измерения общего содержания растворенных твердых веществ (TDS). В качестве метода измерения выбран кондуктометрический способ, обеспечивающий компромисс между точностью, скоростью и стоимостью. Аппаратная часть устройства включает датчик TDS, температурный сенсор для компенсации температурной погрешности и LCD-дисплей с интерфейсом I2C для вывода данных. Разработана принципиальная схема, корпус, обеспечивающий компактность и защиту компонентов, и программное обеспечение с алгоритмами фильтрации и температурной коррекции. Проведенные испытания показали работоспособность прибора в диапазоне 0–1000 ppm с погрешностью не более  $\pm 8$  %. Устройство апробировано в полевых условиях на водных объектах г. Волгограда, что подтвердило его эффективность для бытового использования, экологического мониторинга и образовательных целей. Обсуждаются перспективы модернизации устройства, включая интеграцию модулей Wi-Fi, GPS и карт памяти для расширения функциональности.

*Ключевые слова:* качество воды, TDS, кондуктометрия, портативный прибор, экологический мониторинг, температурная компенсация

*A. N. Shilin, L. A. Konovalova, T. A. Barbanakov*

## DEVICE FOR MONITORING WATER QUALITY IN WATER RESERVOIRS

**Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia**

The article discusses the problem of operational control of water quality. The results of the development of a portable low-cost device based on the ATmega328P microcontroller for measuring total dissolved solids (TDS) are presented. The conductometric method is chosen as the measurement method, providing a compromise between accuracy, speed, and cost. The hardware of the device includes a TDS sensor, a temperature sensor for temperature error compensation, and an LCD display with an I2C interface for data output. A schematic diagram, a housing that ensures compactness and protection of components, and software with filtering and temperature correction algorithms have been developed. The conducted tests showed that the device is operational in the range of 0–1000 ppm with an error of no more than  $\pm 8\%$ . The device has been tested in the field on water bodies in Volgograd, which confirmed its effectiveness for household use and environmental monitoring.

*Keywords:* water quality, TDS, conductometry, portable device, environmental monitoring, temperature compensation

### Введение

Проблема обеспечения надлежащего качества водных ресурсов остается одной из наиболее актуальных в контексте глобальных экологических вызовов и задач устойчивого развития. Согласно данным Всемирной организации здравоохранения, потребление загрязненной воды является причиной распространения опасных заболеваний и приводит к значительным социально-экономическим потерям. В этой связи разработка эффективных методов и средств оперативного контроля качества воды представляет существенный научный и практический интерес.

Особую значимость имеет мониторинг общего содержания растворенных твердых веществ (TDS), являющегося интегральным показателем минерализации воды. Повышенные значения TDS могут свидетельствовать о наличии солей тяжелых металлов, нитратов, сульфатов и других потенциально опасных соединений. Существующие методы определения TDS включают гравиметрический, оптический и кондуктометрический способы. Гравиметрический метод, являясь эталонным, характеризуется высокой трудоемкостью и продолжительностью анализа. Оптические методы требуют использования дорогостоящего оборудования и сложной пробоподготовки, что ограничивает их применение для оперативного контроля.

Кондуктометрический метод, основанный на измерении электропроводности водных растворов, обладает рядом преимуществ, включая быстроту анализа, простоту реализации и экономическую эффективность. Однако его практическое применение сопряжено с необходимостью решения проблемы температурной зависимости электропроводности и обеспечения требуемой точности измерений.

Целью настоящего исследования является разработка научно-обоснованных решений по созданию портативного прибора для измерения TDS на базе микроконтроллера ATmega328P с реализацией алгоритмов температурной компенсации. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи: проведение сравнительного анализа методов определения TDS; разработка структурной и принципиальной схем прибора; создание алгоритмов обработки измерительных сигналов; экспериментальное исследование метрологических характеристик прибора; апробация разработанного решения в натуральных условиях.

Научная новизна работы заключается в разработке комплексного подхода к созданию портативного кондуктометрического прибора, включающего оригинальные решения по аппаратной реализации и алгоритмическому обеспечению процессов измерения. Практическая значимость определяется возможностью использования результатов работы для мониторинга качества водных ресурсов в природоохранной деятельности, сельском хозяйстве и жилищно-коммунальном хозяйстве.

Теоретической и методологической основой исследования являются работы отечественных и зарубежных ученых в области кондуктометрии, микропроцессорной техники и анализа качества водных сред. Экспериментальные исследования проводились с использованием современных методов измерения и обработки данных. Для решения поставленных задач был выбран кондуктометрический метод. Реализованная аппаратная платформа прибора основана на микроконтроллере ATmega328P, который выполняет функции управления, аналого-цифрового преобразования и обработки данных. Для измерения содержания растворенных

твердых веществ (TDS) применяется датчик SEN0244 с двумя электродами из нержавеющей стали AISI 316 и диапазоном измерений 0–1000 ppm, подключаемый к аналоговому входу микроконтроллера. Для компенсации температурной погрешности используется цифровой датчик температуры DS18B20 в герметичном корпусе, обеспечивающий точность  $\pm 0,5$  °C и подключенный по шине. Интерфейс пользователя реализован на базе LCD-дисплея 16x2 с модулем I2C, что позволило минимизировать количество соединительных проводов с двух до четырех (VCC, GND, SDA, SCL) и сохранить цифровые шины микроконтроллера. Общая схема подключения компонентов представлена на рис. 1.

Конструктивное исполнение обеспечивает удобство эксплуатации и защиту компонентов. Для этого был разработан с помощью 3D-печати корпус из ABS-пластика, обладающего высокой прочностью и устойчивостью к воздействию окружающей среды. Конструкция включает отсек для батарейного питания, типа «Крона» на 9 В, монтажные стойки для платы Arduino, посадочное место для дисплея и герметичные отверстия для погружения датчиков TDS и температуры.

Программное обеспечение, разработанное в среде Arduino IDE, реализует комплексный алгоритм работы, включающий несколько ключевых функций. Обеспечивается сбор данных посредством циклического считывания аналогового сигнала с TDS-датчика и цифровых показаний с термодатчика по шине 1-Wire. Для повышения точности применяется медианная

фильтрация массива из 30 аналоговых измерений для подавления случайных шумов и выбросов. Критически важным элементом является алгоритм температурной компенсации, приводящий значение электропроводности к стандартной температуре 25 °C с использованием температурного коэффициента  $\alpha = 0,02$  °C<sup>-1</sup>, характерного для природных вод. После этого выполняется расчет *TDS* – пересчет компенсированного значения напряжения в концентрацию (в ppm) с использованием калибровочного коэффициента. Для удобства пользователя реализовано потактное обновление информации: температура измеряется каждые 2 секунды, данные *TDS* усредняются каждые 40 мс, а итоговый результат выводится на дисплей с интервалом 800 мс. Результаты измерений в режиме реального времени выводятся на LCD-дисплей, а также в последовательный порт (Serial Monitor) для отладки и записи.

Для обеспечения точности и подтверждения достоверности показаний была проведена калибровка и валидация прибора. Калибровка выполнялась с использованием стандартных растворов хлорида натрия (NaCl) известной концентрации. Процедура включала проверку нулевых показаний в дистиллированной воде и калибровку по раствору с концентрацией 500 ppm для определения поправочного коэффициента. Валидация результатов проводилась на образцах воды с различной степенью минерализации: от дистиллированной до природной и минеральной вод.

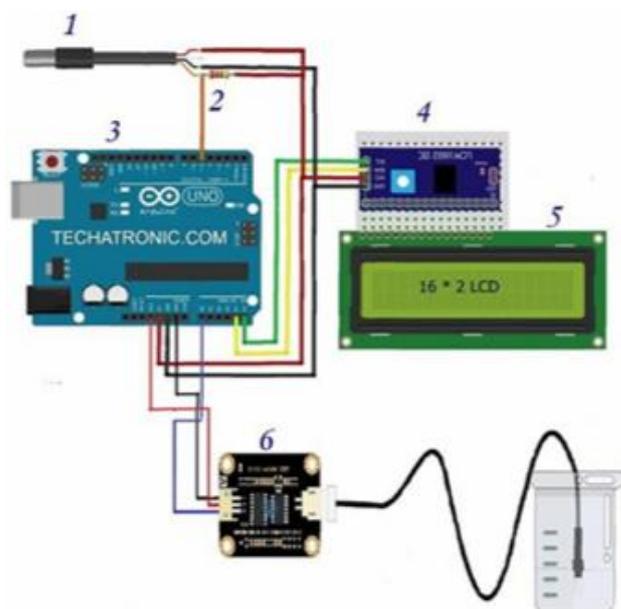


Рис. 1. Схема подключения компонентов:  
1 – датчик температуры, 2 – резистор, 3 – Arduino Uno, 4 – I2C,  
5 – LCD (жидкокристаллический дисплей), 6 – датчик TDS (SEN0244)

### Результаты исследования

Проведенные лабораторные испытания позволили оценить основные метрологические характеристики разработанного прибора. Ре-

зультаты калибровки и температурной компенсации по стандартным растворам NaCl представлены в таблице.

**Результаты калибровки и температурной компенсации по стандартным растворам NaCl**

Температура, °С	Без температурной компенсации, ppm	Погрешность, %	С температурной компенсацией, ppm	Погрешность, %
8	334	-33,2	477	-4,6
12	377	-24,6	481	-3,8
15	412	-17,6	488	-2,4
18	461	-7,8	490	-2,0
22	476	-4,8	495	-1,0
25	508	+1,6	503	+0,6
30	553	+10,6	507	+1,4
37	621	+24,2	510	+2,0
42	678	+35,6	516	+3,2

Как следует из представленных данных, реализованный алгоритм температурной компенсации позволил существенно повысить точность измерений общего содержания растворенных твердых веществ (*TDS*) в водных средах. Эффективность разработанного алгоритма демонстрируется снижением погрешности измерений с 35,6 % до 5 % в широком диапазоне температур 8–42 °С.

Анализ полученных результатов показывает, что наибольшая эффективность температурной компенсации достигается в экстремальных температурных условиях. При температуре 8 °С, характерной для холодного времени года, погрешность уменьшилась с 33,2 % до 4,6 %, Аналогичная тенденция наблюдается и при высоких температурах: при 42 °С погрешность сократилась с 35,6 % до 3,2 %, что представляет высокое улучшение точности измерений.

Наилучшие результаты достигаются при температуре, близкой к стандартной калибровочной (25 °С), где погрешность не превышает 0,6 %. Это объясняется тем, что калибровка прибора проводилась именно при данной температуре, что минимизирует дополнительные поправочные коэффициенты. Однако важно отметить, что даже при значительном отклонении от калибровочной температуры (15–20 °С) погрешность сохраняется на приемлемом уровне 2–4 %.

Разработанный алгоритм температурной компенсации основан на применении температурного коэффициента  $\alpha = 0,02 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ , характерного для большинства природных вод. Данный коэффициент учитывает зависимость электропроводности воды от температуры, обусловленную изменением вязкости раствора и подвижности ионов. При повышении температуры уменьшается вязкость воды, что приводит к увеличению подвижности ионов и, соответственно, росту электропроводности даже при неизменной концентрации растворенных веществ.

Результаты полевых испытаний прибора, нанесенные на карту мониторинга (рис. 2), выявили значительную пространственную дифференциацию уровня минерализации водных объектов г. Волгограда, что свидетельствует о неоднородности антропогенной нагрузки на водные экосистемы региона.

Наиболее благоприятная ситуация наблюдается в основных водных артериях города. Река Волга демонстрирует относительно низкие показатели *TDS* в диапазоне 250–280 ppm, что соответствует норме для крупных равнинных рек и свидетельствует о эффективной самоочищающей способности водного объекта. Аналогичные показатели зафиксированы в ериках Верблюды (310–320 ppm) и Судомойка (350 ppm), что позволяет отнести эти водотоки к категории условно фоновых.

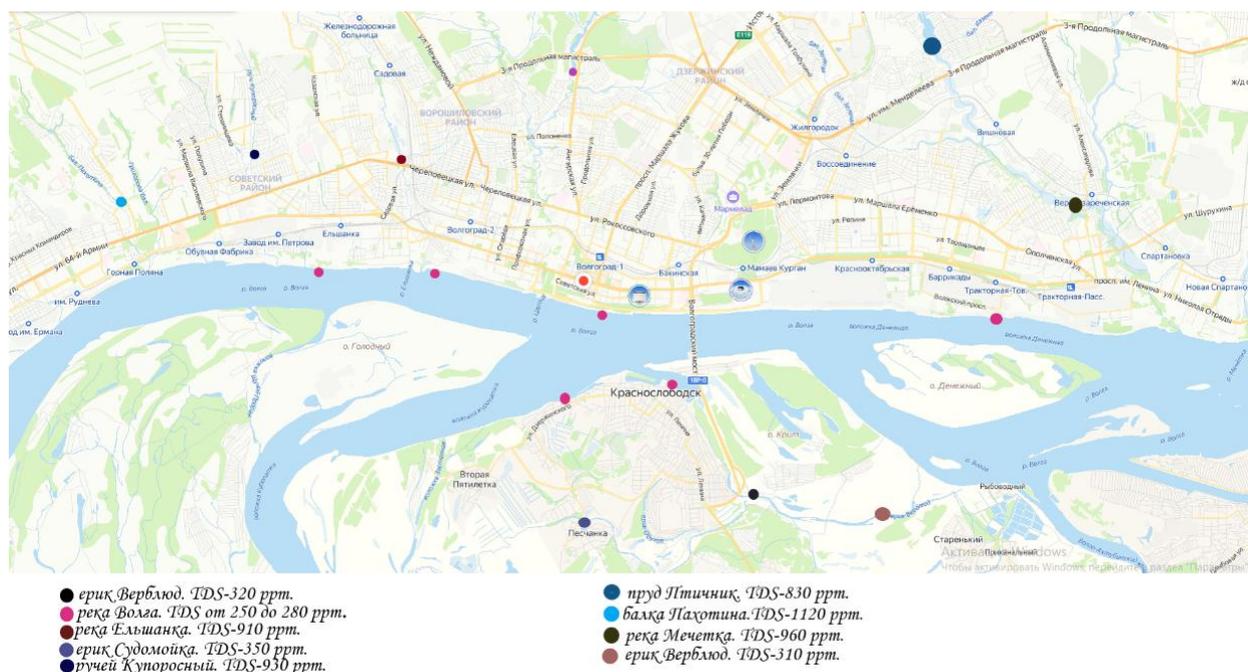


Рис. 2. Карта мониторинга минерализации воды в регионе

Вместе с тем, выявлена группа водных объектов с повышенной минерализацией, требующая особого внимания. К ним относятся пруд Птичник (830 ppm), ручей Купоросный (930 ppm) и река Мечетка (960 ppm). Показатели TDS в этих водоемах превышают фоновые значения в 3–3,5 раза, что указывает на значительное антропогенное воздействие. Особую тревогу вызывает состояние реки Елшанка (910 ppm) и балки Пахотина (1120 ppm), где зафиксированы максимальные значения минерализации. Столь высокие показатели TDS могут быть связаны с поступлением промышленных стоков, сельскохозяйственных дренажных вод или нарушением естественного гидрологического режима.

Пространственный анализ распределения показателей TDS позволяет выявить четкую закономерность: наименьшие значения характерны для основных водных артерий (Волга, крупные ерики), тогда как максимальная минерализация наблюдается в малых водотоках и изолированных водоемах. Это объясняется как естественными факторами (разбавление в крупных реках), так и антропогенными (концентрация загрязняющих веществ в малых водоемах).

Полученные данные подчеркивают необходимость разработки дифференцированных мероприятий по охране водных ресурсов Волго-

града, с особым вниманием к малым водотокам как наиболее уязвимым элементам гидрографической сети.

### Заключение

Проведенные исследования подтвердили эффективность разработанного портативного прибора для оперативного контроля общего содержания растворенных твердых веществ (TDS) в водных ресурсах. Созданное устройство на базе микроконтроллера ATmega328P демонстрирует стабильную работу в диапазоне 0–1000 ppm с погрешностью не более  $\pm 8\%$ , что соответствует требованиям к приборам полупрофессионального класса.

Ключевым достижением работы стала реализация алгоритма температурной компенсации, позволившего снизить погрешность измерений с 35,6 % до 5 % в широком температурном диапазоне 8–42 °С. Наибольшая эффективность алгоритма была достигнута в экстремальных температурных условиях, где погрешность измерений была снижена в 7–11 раз.

Практическая значимость разработки подтверждена результатами полевых испытаний на водных объектах Волгограда, которые выявили значительную пространственную дифференциацию уровня минерализации – от 250 ppm в р. Волга до 1120 ppm в балке Пахотина. Полученные данные свидетельствуют о необхо-

димости дифференцированного подхода к охране водных ресурсов региона.

Основные преимущества разработанного прибора включают: сочетание достаточной точности с доступностью и простотой использования; энергоэффективность и автономность работы; возможность оперативного контроля в полевых условиях; универсальность применения для экологического мониторинга, бытового использования и образовательных целей.

Перспективы дальнейшего развития проекта связаны с интеграцией беспроводных модулей связи (Wi-Fi, GSM для передачи данных в облачные сервисы), добавлением GPS-модуля для автоматической геопривязки измерений и расширением функциональности за счет подключения дополнительных датчиков для комплексной оценки качества воды.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Баянов, Н. Г. ООПТ и совершенствование мониторинга водных экосистем в России / Н. Г. Баянов // Астраханский вестник экологического образования. – 2013. – № 4 (26). – С. 82–88.
2. Болгов, М. В. О проблемах развития нормативно-методической базы управления водными ресурсами и водопользованием в Российской Федерации / М. В. Болгов, Е. В. Веницианов, С. Н. Шашков // Водное хозяйство России: проблемы, технологии, управление. – 2021. – № 2. – С. 8–21. – DOI: 10.35567/1999-4508-2021-2-1.
3. Данилов-Данильян, В. И. Водные ресурсы России: состояние, использование, охрана, проблемы управления / В. И. Данилов-Данильян // Экономика. Налоги. Право. – 2019. – Т. 12, № 5. – С. 18–31. – DOI: 10.26794/1999-849X-2019-12-5-18-31.
4. Избранные труды Института водных проблем РАН (1967-2017) : монография : в 2 т. / под ред. А. Н. Гельфана. – М. : Курс, 2017. – Т. 1. – 1360 с.
5. Куденко, Д. В. Современные методы эколого-гидрогеологического мониторинга водных объектов в зарубежной и отечественной практике / Д. В. Куденко, Л. И. Симакова // Экология речных ландшафтов : сб. ст. по материалам VIII Междунар. науч. экол. конф. (г. Краснодар, 1 дек. 2023 г.). – Краснодар : КубГАУ, 2024. – С. 162–170.
6. Кутявина, Т. И. Современное состояние и проблемы мониторинга поверхностных водных объектов России (обзор) / Т. И. Кутявина, Т. Я. Ашихмина // Теоретическая и прикладная экология. – 2021. – № 2. – С. 13–21. – DOI: 10.25750/1995-4301-2021-2-013-021.
7. Мамась, Н. Н. Актуальные подходы к эколого-гидрогеологическому мониторингу водных объектов / Н. Н. Мамась, А. Ю. Горбенко, Д. В. Куденко // Пути повышения эффективности орошаемого земледелия. – 2023. – № 3 (91). – С. 151–160.
8. Об утверждении Водной стратегии Российской Федерации на период до 2020 года и плана мероприятий по ее реализации : распоряжение Правительства Рос. Федерации от 27 авг. 2009 г. № 1235-п // СПС «Консультант-Плюс». – Режим доступа: URL: <https://docs.cntd.ru/document/902173350> (дата обращения: 01.09.2025 г.).

УДК 66.045.123

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-22-27

**И. Ю. Голованов<sup>1</sup>, К. О. Занина<sup>1</sup>, М. Г. Лагуткин<sup>1,2</sup>, С. А. Соколова<sup>1</sup>**

#### **ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ» РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

<sup>1</sup> **Московский политехнический университет, Москва, Россия**

<sup>2</sup> **МИРЭА – Российский технологический университет, Москва, Россия**

[igol95@yandex.ru](mailto:igol95@yandex.ru), [zanina\\_klavdiya@mail.ru](mailto:zanina_klavdiya@mail.ru), [lag53@yandex.ru](mailto:lag53@yandex.ru), [sveta-sveta1223@mail.ru](mailto:sveta-sveta1223@mail.ru)

Автор, ответственный за переписку: Иван Юрьевич Голованов, [igol95@yandex.ru](mailto:igol95@yandex.ru)

Широкая распространенность теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» в различных отраслях промышленности приводит к наличию большого количества их разного конструктивного исполнения. В статье предложена методика сравнительной оценки теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» разных конструкций (типовой и ряда запатентованных) по нескольким удельным показателям рациональности их использования при равных расходах теплоносителя (воды). Представленные данные теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» получены с использованием компьютерного моделирования.

**Ключевые слова:** теплообменный аппарат «труба в трубе», эффективность процесса теплопередачи, методика сравнительной оценки, энергосбережение, показатели эффективности процесса

*I. Yu. Golovanov<sup>1</sup>, K. O. Zanina<sup>1</sup>, M. G. Lagutkin<sup>1,2</sup>, S. A. Sokolova<sup>1</sup>*

### EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF TUBE-IN-TUBE HEAT EXCHANGERS OF VARIOUS DESIGNS

<sup>1</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

<sup>2</sup> MIREA – Russian technological university, Moscow, Russia

The widespread use of two-tube heat exchangers in various industries leads to a large number of design options. The article presents the new method for comparative evaluation of two-tube heat exchangers of different designs (standard and a few patented) according to several specific indicators of the rationality of their use with equal flow rates of heat carriers (water). The presented data of two-tube heat exchangers was obtained using computer modeling.

*Keywords:* tube-in-tube heat exchanger, efficiency of the heat transfer process, comparative assessment methodology, energy saving, process efficiency indicators

Одной из задач проектирования технологических линий в различных отраслях промышленности является выбор теплообменного оборудования, обеспечивающего нагрев или охлаждение рабочих сред и продуктов до необходимой температуры (что определяется количеством передаваемого тепла).

Ввиду большого количества существующих типов и конструкций теплообменного оборудования, данная задача не является тривиальной.

Даже среди одного типа конструкций теплообменного оборудования существует множество способов и методов пассивной и активной интенсификации процесса теплопередачи [1–8].

Таким образом, разработка методики сравнительной оценки, учитывающей важные технологические параметры теплообменного оборудования и позволяющая выбрать его наиболее рациональную конструкцию для заданных условий эксплуатации, является актуальной задачей.

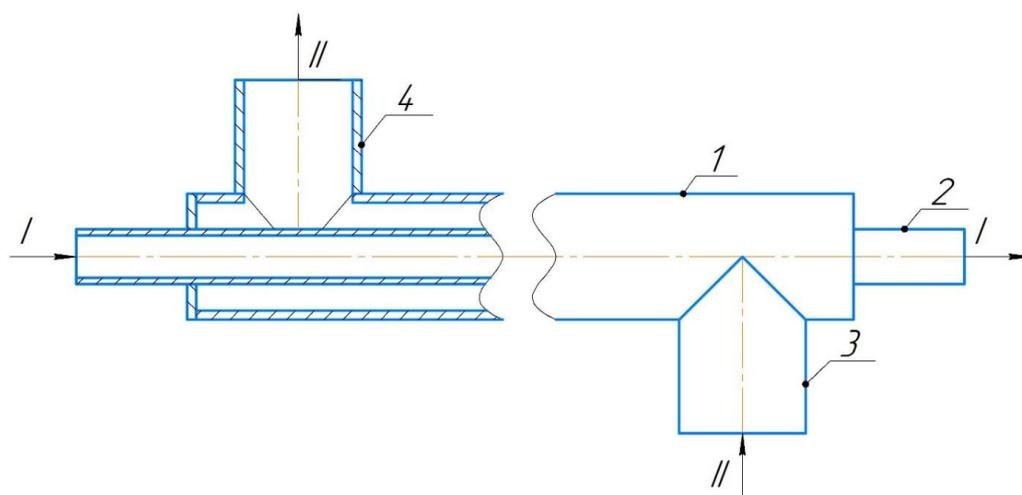


Рис. 1. Конструкция теплообменного аппарата типа «труба в трубе»:

1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода второго теплоносителя в межтрубное пространство; 4 – патрубок вывода второго теплоносителя из межтрубного пространства; I – первый теплоноситель; II – второй теплоноситель

Широко распространенным типом теплообменного оборудования являются рекуперативные теплообменные аппараты, среди которых применение в различных отраслях промышленности получили конструкции типа «труба в трубе» (рис. 1) [2; 4; 5; 9; 12; 13].

Выбор конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе» для передачи заданного количества тепла проводится по основному уравнению теплопередачи [1]:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где  $Q$  – количество передаваемого тепла в теплообменном аппарате типа «труба в трубе», Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь поверхности теплопередачи, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, К.

Коэффициент теплопередачи  $K$ , входящий в уравнение (1), характеризует интенсивность процесса теплопередачи и определяется как [1]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{за}}, \quad (2)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи первого теплоносителя, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи второго теплоносителя, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_{cm}$  – толщина теплопередающей стенки, м;  $\lambda_{cm}$  – коэффициент теплопроводности материала теплопередающей стенки, Вт/(м·К);  $R_{заг}$  – термическое сопротивление загрязнений на теплопередающей стенке, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Согласно уравнению (2), коэффициент теплопередачи  $K$  всегда меньше меньшего из коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1, \alpha_2$ . Поэтому наиболее рационально повышать эффективность процесса теплопередачи в теплообменном аппарате за счет увеличения лимитирующего коэффициента теплоотдачи.

В большинстве конструкций теплообменников типа «труба в трубе» лимитирующим является коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства. Поэтому одним из направлений повышения эффективности процесса теплопередачи в таких аппаратах является снабжение теплообменной трубы «интенсификаторами теплообмена» – оребрением из разного вида перегородок, стержней, пластин. Такое решение не только интенсифицирует теплоотдачу от межтрубного пространства, но и увеличивает площадь поверхности теплопередачи при тех же габаритных размерах, что способствует повышению компактности аппарата [6].

Также существует альтернативное решение повышения процесса теплопередачи в теплообменных аппаратах типа «труба в трубе» – изменение профиля теплообменной трубы [2].

Одним из наиболее важных показателей рациональности использования конструкции рекуперативного теплообменного аппарата в целом являются удельные потери мощности [6]:

$$\Delta W = \frac{Q}{W}, \quad (3)$$

где  $\Delta W$  – удельные потери мощности при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт/Вт;  $W$  – потери мощности на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт.

В теплообменном аппарате типа «труба в трубе» потери мощности  $W$  определяются как:

$$W = V_1 \cdot \Delta P_1 + V_2 \cdot \Delta P_2, \quad (4)$$

где  $V_1$  – объемный расход первого теплоносителя, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta P_1$  – гидравлическое сопротивление при перекачивании первого теплоносителя, Па;  $V_2$  – объемный расход второго теплоносителя, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta P_2$  – гидравлическое сопротивление при перекачивании второго теплоносителя, Па.

Также широко используется показатель рациональности использования конструкции теплообменного аппарата, характеризующий количество тепла, передаваемое в нем через единицу площади поверхности  $F$ :

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (5)$$

где  $q$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>.

Важно также учитывать массу теплообменного аппарата:

$$\Delta m = \frac{Q}{m}, \quad (6)$$

где  $\Delta m$  – удельная масса теплообменного аппарата, Вт/кг;  $m$  – масса теплообменного аппарата, кг.

А также учитывать компактность конструкции:

$$\Delta O = \frac{Q}{O}, \quad (7)$$

где  $\Delta O$  – компактность конструкции теплообменного аппарата, Вт/м<sup>3</sup>;  $O$  – объем теплообменного аппарата, м<sup>3</sup>.

Проведем сравнительную оценку рациональности использования теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» типовой конструкции [6], двух – с интенсификаторами теплообмена [6; 10] и конструкции с измененным профилем теплообменной трубы [2] при равных исходных данных, учитывающую показатели (2), (3), (5), (6), (7).

Исходными конструктивными параметрами всех конструкций являются: кожуховая труба диаметром 57×4 мм и длиной 1400 мм; теплообменная труба диаметром 25×3 мм и длиной 1500 мм; греющая часть теплообменной трубы длиной 1400 мм; патрубки межтрубного пространства из трубы диаметром 32×4 мм и длиной 155 мм; материал теплообменного аппарата – сталь марки 08X18H10 (AISI 304).

Для конструкций с интенсификаторами теплообмена [6; 10] дополнительно примем следующие конструктивные параметры: интенсификаторы в виде стержней, вписанные в поперечном сечении в окружность диаметром 6 мм и расположенные по всей длине теплообменной трубы с расстоянием между их центрами, равным 50 мм; высота стержней в межтрубном пространстве равна 6 мм, что составляет половину расстояния между наружной поверхностью стенки теплообменной трубы и внутренней поверхностью кожуховой трубы (рис. 2).

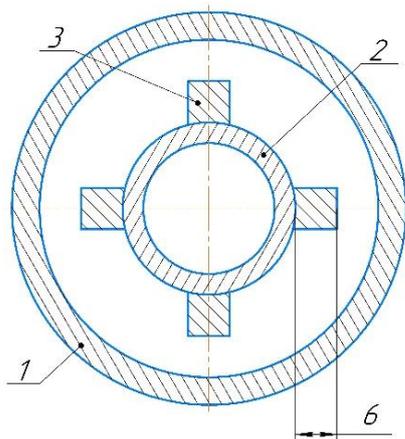


Рис. 2. Поперечное сечение конструкций с интенсификаторами теплообмена:  
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба;  
3 – стержни оребрения

Профиль теплообменной трубы конструкции [2] представляет собой эпитрохоиду с восемью лепестками, полученный путем прокатывания круглой трубы-заготовки. Таким образом, эпитрохоида получается вписанной в окружность круглой трубы (рис. 3).

Принятыми исходными технологическими параметрами являются: теплоносители трубного и межтрубного пространств – вода; температура воды на входе в трубное пространство – 60 °С; температура воды на входе в межтрубное пространство – 20 °С; скорость воды на входе в трубное и межтрубное пространства – 1,0 м/с; теплоемкость стали марки 08Х18Н10 – 502 Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности стали марки 08Х18Н10 – 16,3 Вт/(м·К).

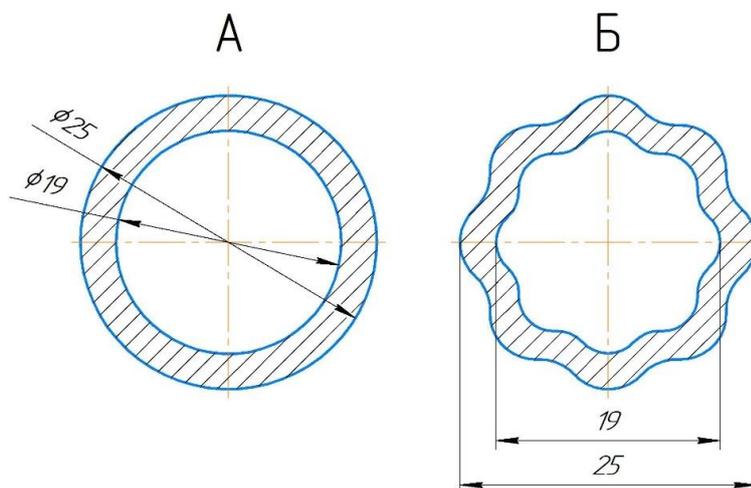


Рис. 3. Поперечное сечение теплообменной трубы:  
А – типовой конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе»;  
Б – конструкции по патенту РФ 222588

Для типовой конструкций [6], с интенсификаторами теплообмена [6] и с теплообменной трубой в форме эпитрохоиды с восемью лепестками [2], данные при указанных исходных данных представлены в работах [2; 6].

Для конструкции [10] получим данные с

использованием компьютерного моделирования в программном комплексе «SolidWorks».

Данные по показателям (2), (3), (5), (6), (7) всех рассматриваемых конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» сведем в табл. 1 [2; 6; 10].

Таблица 1

Показатели рациональности конструкций типа «труба в трубе»

Показатель, расчетная формула	Конструкция теплообменного аппарата			
	Типовая [6]	Треугольники Рело [6]	Ромбы Рело [10]	Эпитрохоида с 8 лепестками [2]
$K$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К), (2)	946	938	925	983
$\Delta W$ , Вт/Вт, (3)	5120	5190	5280	5120
$q$ , Вт/м <sup>2</sup> , (5)	35282	34791	34352	36555
$\Delta t$ , Вт/кг, (6)	370	396	388	388
$\Delta O$ , Вт/м <sup>3</sup> , (7)	135443	146341	143001	142211

Сравнительную оценку теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» можно провести с использованием следующей методики: по каждому показателю (2), (3), (5), (6), (7) выбирается наилучшая конструкция, которой ставится оценка 1,00. Оценки для остальных конструкций получаем путем деления величины показателя конструкции на величину данного показателя у наилучшей конструкции. Полученные оценки будут показывать во сколько раз одна конструкция менее рациональна в сравнении с наилучшей из рассмотренных по каждому конкретному показателю.

Например, по показателю  $K$  (формула (2)) наилучшей является конструкция с трубой-эпитрохойдой [2], то есть ей присваивается оценка 1,00. Тогда оценка типовой конструкции [6] по показателю  $K$  (формула (2)) будет равна  $946/983 = 0,96$ .

Оценки каждой конструкции по показателям (2), (3), (5), (6), (7) просуммируем и, таким образом, получим суммарную сравнительную оценку, показывающую рациональность использования рассмотренных конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» при равных исходных данных (табл. 2).

Таблица 2

Сравнительная оценка рациональности использования конструкций типа «труба в трубе»

Сравнительная оценка по показателю	Конструкция теплообменного аппарата			
	Типовая [6]	Треугольники Рело [6]	Ромбы Рело [10]	Эпитрохойда с 8 лепестками [2]
$K$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	0,96	0,95	0,94	1,00
$\Delta W$ , Вт/Вт	0,97	0,98	1,00	0,97
$q$ , Вт/м <sup>2</sup>	0,97	0,95	0,94	1,00
$\Delta m$ , Вт/кг	0,93	1,00	0,98	0,98
$\Delta O$ , Вт/м <sup>3</sup>	0,93	1,00	0,98	0,97
Сумма	4,76	4,88	4,84	4,92

Проведенная сравнительная оценка показала, что наиболее рациональной к использованию в рассмотренных режимах эксплуатации является конструкция теплообменного аппарата типа «труба в трубе» с теплообменной трубой в форме эпитрохойды с восемью лепестками [2].

### Выводы

1. Представлена методика сравнительной оценки теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» разных конструкций, позволяющая оценить рациональность использования конструкций под заданные условия эксплуатации по ряду показателей эффективности.

2. Полученные результаты сравнительной оценки показали наилучший результат для конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе» с профилем теплообменной трубы в форме эпитрохойды с восемью лепестками.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Lagutkin, M. G. Increasing efficiency of shell-and-tube heat exchanger taking account of energy consumption reduction / M. G. Lagutkin, E. Yu. Baranova, D. I. Mishachkin, V. N. Naumov // Chemical and Petroleum Engineering. – 2022. – Vol. 57, № 9–10. – Pp. 713–719. <http://doi.org/10.1007/s10556-022-00997-2>.

2. Голованов, И. Ю. Анализ эффективности процесса теплопередачи в двухтрубном теплообменном аппарате с тангенциальным вводом теплоносителя / И. Ю. Голованов, К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 1 (50). – С. 6–12. <http://doi.org/10.35211/2500-0586-2025-1-50-6-12>.

3. Marzouk, S. A. A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers / S. A. Marzouk, M. M. Abou Al-Sood, E. M. S. El-Said [et al.] // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2023. – Vol. 148, № 15. – Pp. 7539–7578. <http://doi.org/10.1007/s10973-023-12265-3>.

4. Al-Zahrani, S. Heat transfer characteristics of innovative configurations of double pipe heat exchanger / S. Al-Zahrani // Heat and Mass Transfer. – 2023. – Vol. 59, № 9. – Pp. 1661–1675. <http://doi.org/10.1007/s00231-023-03360-0>.

5. Alfwzan, W. F. Sensitivity analysis and design optimization of nanofluid heat transfer in a shell-and-tube heat exchanger for solar thermal energy systems: a statistical approach / W. F. Alfwzan, G. A. Alomani, L. A. Alessa, M. M. Selim // Arabian Journal for Science and Engineering. – 2023. – Vol. 49, № 7. – Pp. 9831–9847. <http://doi.org/10.1007/s13369-023-08568-0>.

6. Занина, К. О. Анализ вариантов оребрения двухтрубного теплообменного аппарата для повышения эффективности процесса / К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына, И. Ю. Голованов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 3 (48). – С. 19–25. <http://doi.org/10.35211/2500-0586-2024-3-48-19-25>.

7. Ugolnikova, M. A. Dynamics of water ice formation during the operation of vessel cryoconcentrators / M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2021. – Vol. 57, № 7-8. – Pp. 561–566. <http://doi.org/10.1007/s10556-021-00976-z>.

8. Sapozhnikov, V. B. Evaluating the performance of low-temperature liquid separation devices with two-stage refrigeration and pre-cooling / V. B. Sapozhnikov, M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. Vol. 59, № 1–2. – Pp. 134–138. <http://doi.org/10.1007/s10556-023-01218-0>.

9. Marinyuk, B. T. Heat transfer of a straight flat fin surface subjected to low temperature and immersed in an aqueous medium with a constant temperature / B. T. Marinyuk, M. A. Ugolnikova, I. I. Serenov // Chemical and Petroleum

Engineering. – 2016. – Vol. 51, № 11–12. – Pp. 835–837. <http://doi.org/10.1007/s10556-016-0131-7>.

10. Чернявская, В. В. Оценка влияния интенсификаторов теплообмена на энергомассовую эффективность кристаллизаторов / В. В. Чернявская, В. Б. Сапожников, И. Ю. Голованов, М. А. Угольников // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2025. – Т. 52, № 1. – С. 22–30. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2025-52-1-22-30>.

11. Голованов, И. Ю. Анализ конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов и перспективы их совершенствования / И. Ю. Голованов, А. М. Силин, К. О. Зарина [и др.] // Промышленные процессы и технологии. – 2024. – Т. 4, № 3 (13). – С. 90–111. [https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3\(13\)-90-111](https://doi.org/10.37816/2713-0789-2024-4-3(13)-90-111).

УДК 621.315.1

DOI 10.35211/2500-0586-2025-4-53-27-31

*А. В. Стрижиченко, В. Д. Лозовой*

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУШНЫХ ЛИНИЙ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ

Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт»  
(филиал), г. Волжский, Россия

[strizhichenko@vfmei.ru](mailto:strizhichenko@vfmei.ru), [vladim.lozovoi@yandex.ru](mailto:vladim.lozovoi@yandex.ru)

Автор, ответственный за переписку:

Александр Васильевич Стрижиченко, [Strizhichenko@vfmei.ru](mailto:Strizhichenko@vfmei.ru)

В процессе эксплуатации воздушные линии электропередачи (далее ВЛЭП) подвержены различным воздействиям, результатом которых может стать изменение характеристик используемого провода. Контроль состояния ВЛ является неотъемлемой частью процесса эксплуатации, так как персоналу необходимо регулярно обслуживать воздушные линии электропередачи для их надежной и безопасной работы.

Целью исследования является разработка методики, использование которой поможет быстро и своевременно определять состояние воздушной линии в реальном времени.

По окончании исследований коэффициент состояния воздушной линии электропередачи предполагается использовать совместно с системой мониторинга гололедообразования и стрел провеса при телемеханизации воздушных линий.

*Ключевые слова:* воздушная линия электропередачи, стрела провеса, ток, класс напряжения, количество цепей, тип опоры, состояние воздушной линии

*A. V. Strizhichenko, V. D. Lozovoy*

## METHOD FOR ASSESSING THE CONDITION OF OVERHEAD POWER TRANSMISSION LINES

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

During operation, overhead power lines (hereinafter OPL) are subject to various influences, which can result in changes to the characteristics of the conductor used. Condition monitoring of overhead lines is an integral part of the operational process, as personnel need to regularly maintain overhead power lines to ensure their reliable and safe operation.

The objective of this research is to develop a coefficient, the use of which will help to quickly and timely determine the condition of an overhead line in real time.

Upon completion of the research, the overhead power line condition coefficient is intended to be used in conjunction with a system for monitoring ice formation and sag for the telemechanization of overhead lines.

*Keywords:* overhead power line, sag, current, voltage class, number of circuits, support type, overhead line condition

Для обеспечения безопасной эксплуатации воздушной линии методом отслеживания ее стрелы провеса необходимо учитывать состоя-

ние проводов. Для этого введем коэффициент состояния воздушной линии электропередачи.

$$K_{\text{СВЛ}} = (P_I \cdot k_I + P_H \cdot k_H + P_U \cdot k_U + P_O \cdot k_O + P_N \cdot k_N) \cdot k_{\text{авар}} \quad (1)$$

где  $P_U$  – весовой коэффициент по классу напряжения воздушной линии электропередачи;  $P_I$  – весовой коэффициент по превышению допустимого значения тока,  $P_H$  – весовой коэффициент по превышению проектной стрелы провеса;  $P_O$  – весовой коэффициент по типу опоры;  $P_N$  – весовой коэффициент по количеству цепей воздушной линии электропередачи;  $k_{\text{авар}}$  – коэффициент аварийности.

Предлагаемый коэффициент состояния воздушной линии электропередачи зависит от класса напряжения линии, превышения допустимого тока выбранного сечения, отклонения

фактического значения стрелы провеса от проектной, типа опоры, а также количества цепей.

Для расчета коэффициента и получения итогового состояния линии для каждого коэффициента из зависимости ( $P_U, P_I, P_H, P_O, P_N$ ) задается весовое значение, указанное в табл. 1, основанное на оценке степени важности рассматриваемых параметров. Значение коэффициента состояния воздушной линии варьируется от 0 до 1. Коэффициент аварийности принимается за 1 в случае отсутствия аварии или 0 при возникновении аварии.

Таблица 1

Весовые значения коэффициентов

Коэффициент	$P_I$	$P_H$	$P_U$	$P_O$	$P_N$
Значение коэффициента	0,5	0,395	0,12	0,07	0,02

Наиболее важную роль среди рассматриваемых параметров играют токовые нагрузки, а также превышение проектной стрелы провеса провода. Класс напряжения, тип опоры и количество цепей воздушной линии электропередачи также оказывают влияние на итоговое значение коэффициента, но в значительно меньшей степени. Такая оценка влияния токовых нагрузок может быть обусловлена тем, что при сильном превышении допустимых значений тока в проводе режим работы воздушной линии

электропередачи сильно ухудшается, так как длительное воздействие такого режима сильно снижает заводские характеристики и требует немедленного принятия решений по его устранению.

Помимо весовых значений указанных выше коэффициентов, для более точного расчета вводятся отдельные значения параметров, указанных в таблицах 2–6, величина которых зависит от степени влияния этого параметра на режим работы ВЛЭП.

Таблица 2

Параметр класса напряжения ВЛЭП

Класс напряжения	6(10) кВ	35 кВ	110 кВ	220 кВ	500 кВ
Значение параметра $k_U$	0,7	0,6	0,5	0,3	0,2

Значение параметра  $k_U$  зависит от класса напряжения ВЛЭП, а точнее – чем выше класс

напряжения, тем ниже значение параметра.

Таблица 3

Параметр отклонения значения тока от допустимого

Отклонение	$1,05I_{\text{доп}}$	$1,05I_{\text{доп}} < I_{\phi} < 1,1I_{\text{доп}}$	$1,1I_{\text{доп}} < I_{\phi} < 1,15I_{\text{доп}}$	$1,15I_{\text{доп}} < I_{\phi} < 1,2I_{\text{доп}}$
Значение параметра $k_I$	0,8	0,6	0,4	0,2

В табл. 3 представлена зависимость значения параметра от величины отклонения фактического значения тока в проводе от допустимого. Диапазон значения взят от 5 % от  $I_{\text{доп}}$  до 20 % от  $I_{\text{доп}}$ .

Дальнейшее превышения допустимого значения тока не рассматривается в связи с тем, что превышение на 20 % уже является критическим и требует немедленного вмешательства обслуживающего персонала.

Таблица 4

## Параметр отклонения стрелы провеса от проектной

Отклонение стрелы провеса провода	На 2 % больше номинального значения	На 5 % больше номинального значения	На 10 % больше номинального значения
Значение параметра $k_H$	0,6	0,3	0,01

Значения, приведенные в табл. 4 показывают зависимость величины параметра  $k_H$  от превышения стрелы провеса провода. Из представленной зависимости видно, что изменение данной величины имеет сильное влияние на итоговое значение коэффициента состояния

воздушной линии. Такие значения были присвоены на основе того, что стрела провеса играет важную роль в процессе эксплуатации ВЛЭП. Чрезмерное превышение проектной стрелы провеса может привести к аварийному режиму работы.

Таблица 5

## Параметр типа опоры

Тип опоры	Деревянная	Железобетонная	Металлическая
Значение параметра $k_O$	0,1	0,3	0,5

В табл. 5 показана степень влияния типа опоры на  $K_{СВЛ}$ . Металлические опоры определены как самые надежные и часто применяемые на высоких классах напряжения. Железобетонные часто используются при строитель-

стве ВЛЭП в населенных пунктах и также обладают хорошей прочностью и надежностью. Деревянные опоры используются по сей день, но уже выходят из постоянного оборота, в силу устаревания технологии.

Таблица 6

## Параметр типа исполнения ВЛЭП

Тип исполнения	Одноцепная	Двухцепная
Значение параметра $k_N$	0,2	0,5

В табл. 6 показана зависимость параметра  $k_N$  от количества цепей ВЛЭП. Двухцепная схема имеет большую надежность в сравнении с од-

ноцепным исполнением, так как, например, при обрыве одной цепи в двухцепной схеме перерыва в снабжении электроэнергией не будет.

Соответствие состояния линии значению  $K_{СВЛ}$ :

$0,9 < K_{СВЛ} < 1$  – Проектное состояние линии;

$0,8 < K_{СВЛ} < 0,9$  – Нормальное состояние;

$0,7 < K_{СВЛ} < 0,8$  – Требуется обслуживание;

$K_{СВЛ} < 0,65$  – Аварийное состояние линии.

Пример расчета  $K_{СВЛ}$  для ВЛ 110 кВ при увеличении стрелы провеса.

$$K_{СВЛ} = (P_I \cdot k_I + P_H \cdot k_H + P_U \cdot k_U + P_O \cdot k_O + P_N \cdot k_N) \cdot k_{авар}$$

$$K_{СВЛ} = (0,5 \cdot 1 + 0,395 \cdot 1 + 0,12 \cdot 0,5 + 0,07 \cdot 0,5 + 0,02 \cdot 0,5) \cdot 1 = 1$$

Аналогичным образом проведен расчет еще для трех случаев, в которых провес линии по-

степенно увеличивается, и полученные данные сведены в табл. 7.

Таблица 7

Значения  $K_{СВЛ}$  при постепенном увеличении стрелы провеса провода в течении 15 лет эксплуатации

Прошло лет	0	5	10	15
$K_{СВЛ}$	1	0,842	0,7235	0,60895

Для наглядности вынесем значения на график

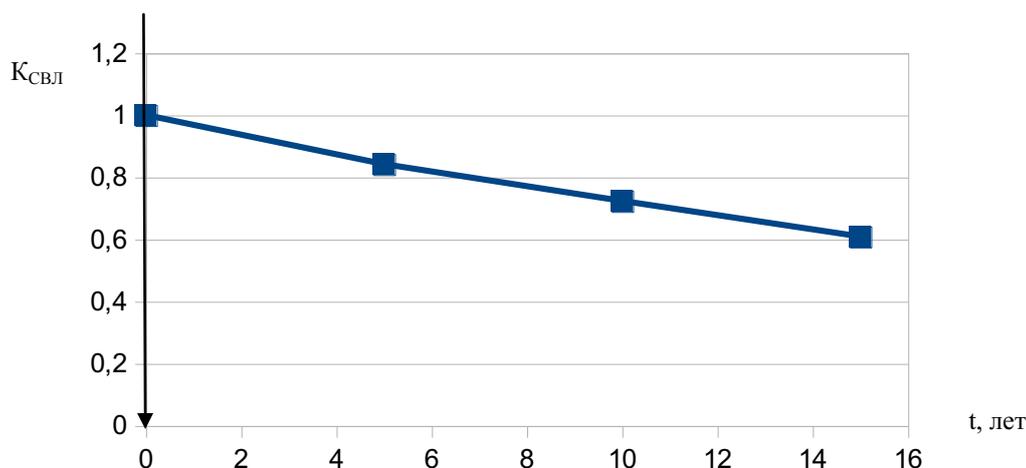


Рис. 1. График изменения  $K_{СВЛ}$  по мере увеличения стрелы провеса

На представленном графике видно, что по мере роста стрелы провеса провода ухудшалось общее состояние линии, что в итоге привело к ее аварийному состоянию, которое требует немедленного вмешательства обслуживающего персонала для предотвращения разви-

тия критических дефектов.

Аналогичным образом проведен расчет для ВЛ 110 кВ, на которую будут воздействовать повышенные токи в течении нескольких часов и полученные данные сведены в табл. 8 и вынесены на график.

Таблица 8

**Значения  $K_{СВЛ}$  при постепенном увеличении значения тока сверх допустимого в течение нескольких часов**

Время суток	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00
$K_{СВЛ}$	1	0,9	0,8	0,7	0,6

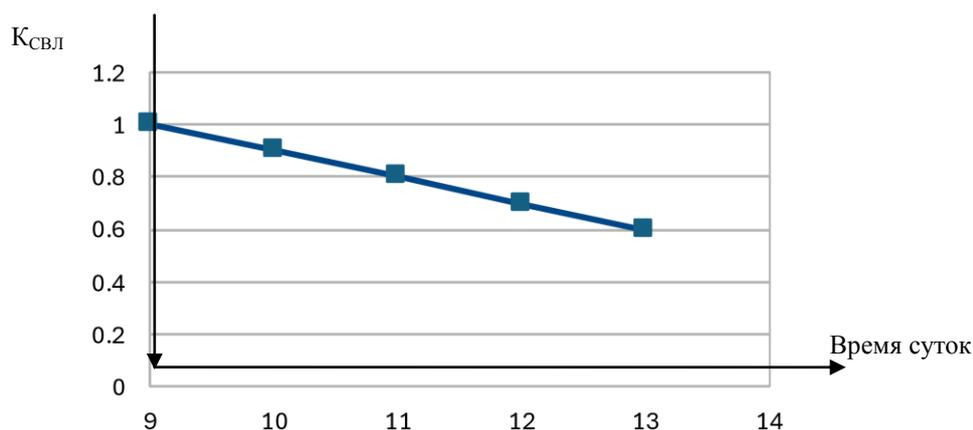


Рис. 2. График изменения  $K_{СВЛ}$  по мере увеличения значения тока сверх допустимого

Коэффициент состояния воздушной линии можно внедрить в мнемосхему на автоматизированном рабочем месте диспетчера в виде графического изображения, а также добавить сигнализацию, которая будет срабатывать по достиже-

нии критических значений коэффициента.

Пример графического изображения приведен на рис. 3–4. Графическое изображение было сделано в программном обеспечении *Designer* от компании АО «ЮГ-СИСТЕМА плюс».

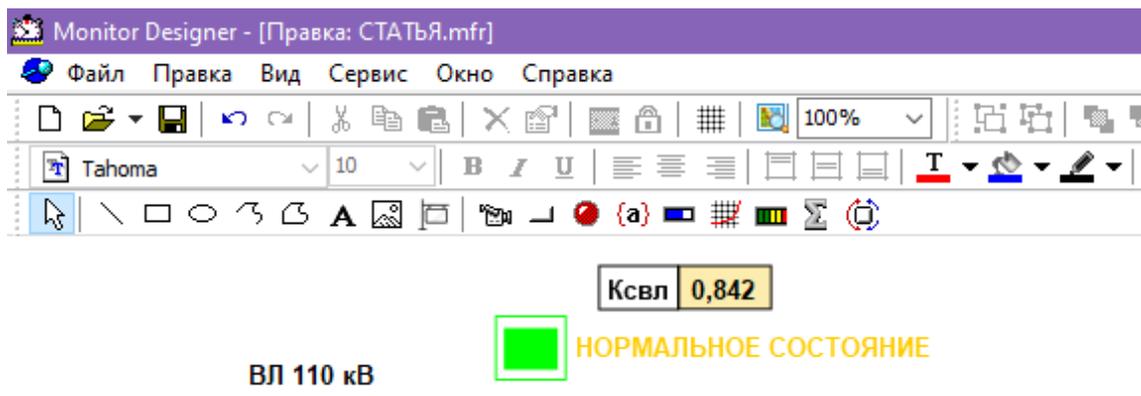


Рис. 3. Нормальное состояние линии

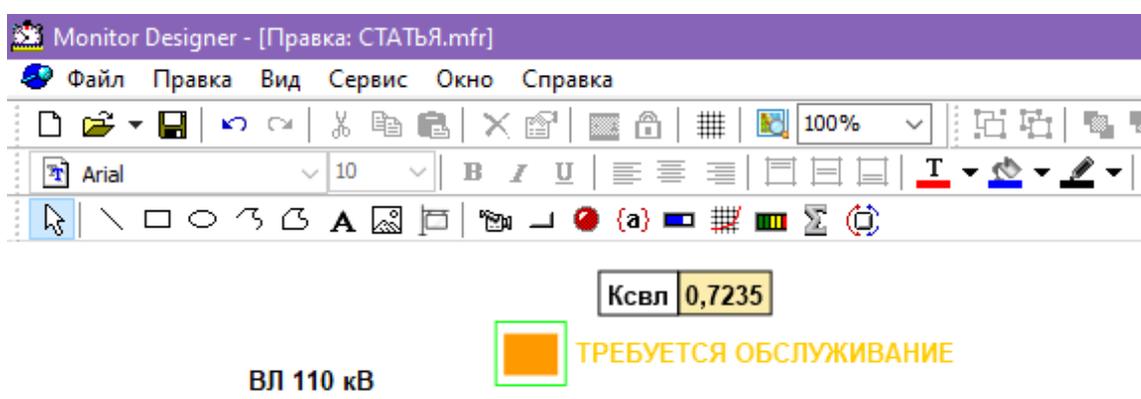


Рис. 4. Требуется обслуживание линии

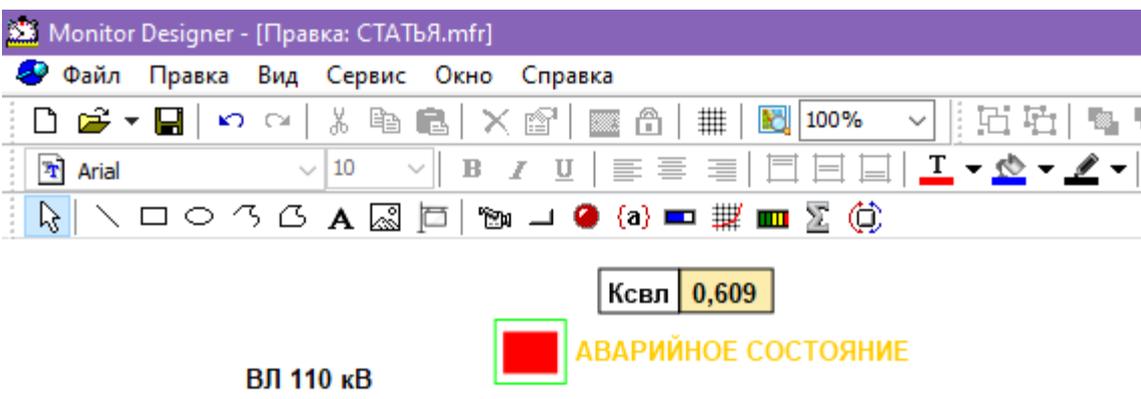


Рис. 5. Аварийное состояние линии

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Правила устройства электроустановок: 6-е издание (ПУЭ)/ Главгосэнергонадзор Минэнерго СССР 05.10.1979. (ред. от 20.06.2003)

2. РД 34.20.504.94. Типовая инструкция по эксплуатации воздушных линий электропередачи напряжением 35–800 кВ

3. Приказ Минэнерго России от 26.07.2017 N 676.

4. Приказ Минэнерго России от 04.10.2022 N 1070.

УДК 621.3.064.35

DOI 10.35211/2500-0586-2025-4-53-32-38

*А. В. Стрижиченко, В. В. Ефимов, В. А. Редькина***МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В RLC-КОНТУРЕ  
С ЦЕЛЬЮ ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА КОММУТАЦИОННОЙ АППАРАТУРЫ****Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт»  
(филиал), г. Волжский, Россия**

Strizhichenko@vfmei.ru, Vlad999@yandex.ru, v.a.redkina@vfmei.ru

Автор, ответственный за переписку:

Александр Васильевич Стрижиченко, Strizhichenko@vfmei.ru

В настоящее время существует проблема коммутационных перенапряжений и бросков токов в цепи с индуктивно-емкостной нагрузкой, которая приводит к ускоренному износу коммутационного оборудования.

Целью исследования является выявление и оценка коммутационных параметров путем моделирования установившегося и коммутационных режимов электрической цепи с индуктивно-емкостной нагрузкой с целью недопущения уменьшения срока службы оборудования.

*Ключевые слова:* индуктивная нагрузка, вакуумный контактор, переходный процесс, коммутационный режим, броски тока, коммутационное перенапряжение, конденсаторные батареи

*A. V. Strizhichenko, V. V. Efimov, V. A. Redkina***MODELING OF SWITCHING PARAMETERS IN THE RLC CIRCUIT  
OF THE FURNACE IN ORDER TO PRESERVE THE RESOURCE  
OF THE SWITCHING EQUIPMENT****National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Volzhskiy, Russia**

Currently, there is a problem of switching overvoltages and surges of currents in circuits with an inductive load, which leads to accelerated wear of switching equipment.

The purpose of the study is to identify and evaluate the switching parameters by modeling the steady-state and switching modes of an electric circuit with an inductive load in order to avoid reducing the service life of the equipment.

*Keywords:* inductive load, vacuum circuit breaker, transient, switching mode, surges of current, switching over-voltage, capacitor banks

Индукционная печь работает по принципу электромагнитной индукции. При подаче переменного тока на индуктор, состоящий из металлических проводов катушки, образуется переменное магнитное поле. Данное поле способствует возникновению вихревых токов, пронизывающих материал, помещенный внутрь печи. При этом энергия индуктированного переменного электрического поля превращается в тепловую, и объект нагревается. Для выхода в максимальный рабочий режим применяется компенсация реактивной мощности индукционной печи, осуществляемая параллельным включением конденсаторных батарей. В образовавшемся LC-контуре происходит циркуляция реактивной мощности. Так как энергия передается между индуктором и конденсаторами в замкнутом колебательном контуре, значения токов на данных элементах возрастают. Также при этом уменьшается нагрузка сети.

При включении реактивных элементов в цепи, таких как трансформатор или конденсаторные батареи, образуются большие амплитуды бросков тока. Высокие амплитуды приводят к повышенному электродинамическому усилию на токоведущие элементы, которые сокращают ресурс коммутационного оборудования. [1]

В вакуумных контакторах (коммутационный аппарат, предназначенный для включения и отключения силовых электрических цепей дистанционным способом) возникновение среза тока образуется из-за высокой выключающей способности вакуумного контактора.

Срез тока в определенных режимах работы может привести к высоким броскам тока или повышению напряжения на обкладках конденсаторных батарей, что сокращает их срок службы [2].

Схема моделирования укрупненно состоит из трех ветвей, представленных на рис. 1.

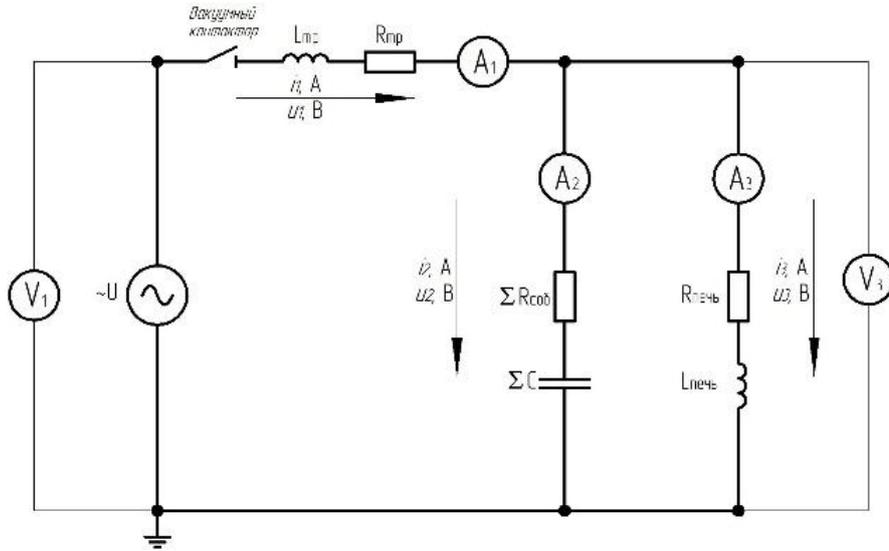


Рис. 1. Приведенная схема RLC контура печи с указанием наименований токов

Неразветвленная ветвь состоит из идеального источника напряжения  $U$ , ключа вакуумного контактора и понизительного силового трансформатора, представленного активно-индуктивной нагрузкой  $R_{тр}$  и  $L_{тр}$ . Вторая ветвь характеризуется преимущественно емкостной нагрузкой  $\Sigma C$ , в виде ряда регулируемых и нерегулируемых конденсаторных батарей с собст-

венным небольшим активным сопротивлением  $\Sigma R_{собр}$ , вызванным тепловыми потерями в проводах и конденсаторах. Третья ветвь имеет преимущественно активно-индуктивную нагрузку  $R_{печь}$  и  $L_{печь}$  представленной индуктором (печью). Ветви 2 и 3 создают замкнутый RLC контур. Первичная схема установки представлена на рис. 2.

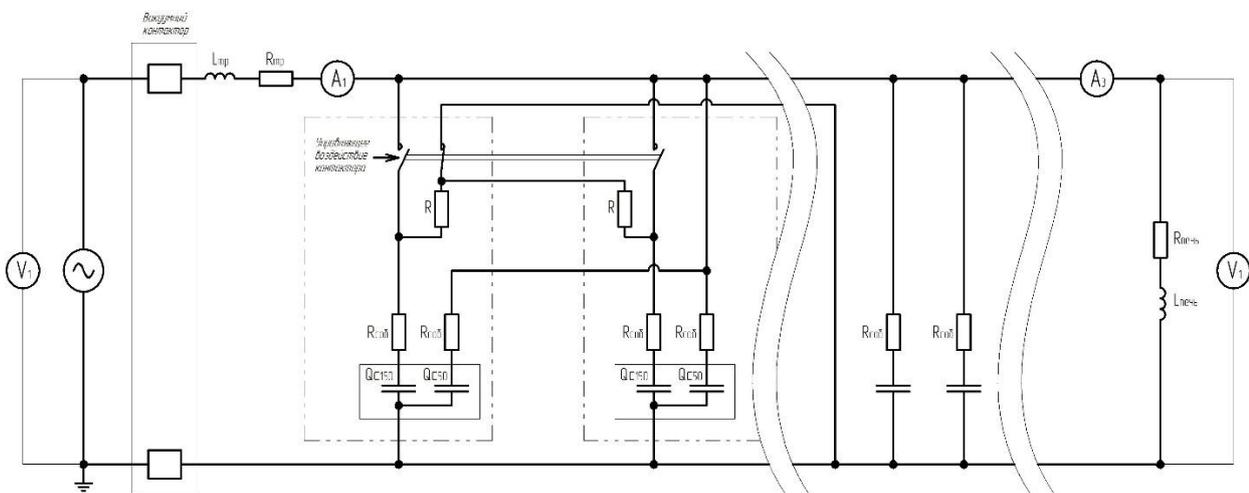


Рис. 2. Первичная схема моделирования индукционной печи

Задача регулирования коммутатора заключается в подборе оптимального количества включенных конденсаторных батарей для снижения тока в неразветвленной цепи.

Результаты моделирования установившегося режима показаны на рис. 3.

На графике представлен установившийся режим печи, на котором параметры неразветв-

ленной ветви составили: амплитудные значения напряжения  $u_1 = 770,7$  В, тока  $i_1 = 2093$  А. Амплитудное значение тока индуктора составило  $i_3 = 7463$  А. Для компенсации реактивной составляющей мощности используются конденсаторные батареи с включенной мощностью, равной 31860 мкФ, амплитудное значение тока через все конденсаторы составило  $i_2 = 7319$  А.

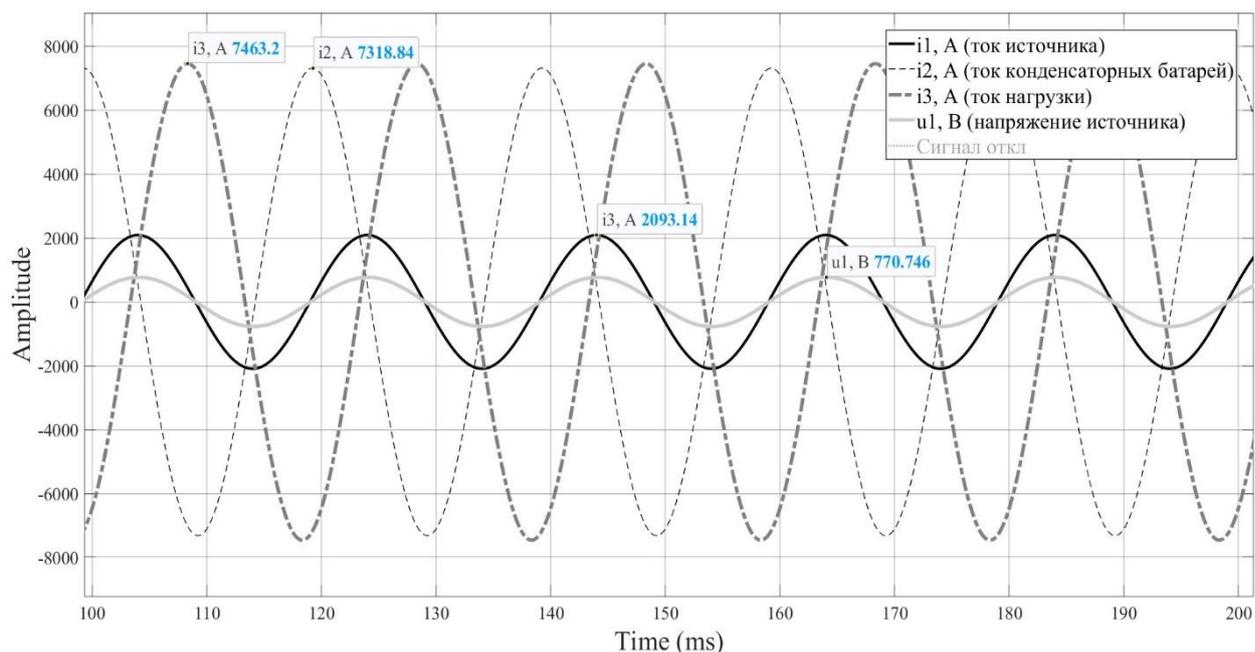


Рис. 3. Результаты моделирования установившегося режима с количеством подключенных батарей  $n = 18$

Результаты моделирования переходных процессов при замыкании контактора представлены на рис. 4–6.

На осциллограмме рис. 4 представлен переходный процесс, вызванный включением  $RLC$  контура печи с минимальным количеством включенных конденсаторных батарей, в наиболее благоприятный момент времени, соответ-

ствующий переходу напряжения через ноль.

В первый момент времени, соответствующий временному интервалу 10–15 мс, можно наблюдать наличие среднечастотных колебаний токов в цепях источника и конденсаторной батареи, что, в свою очередь, связано с входом в установившийся режим  $RLC$  контура.

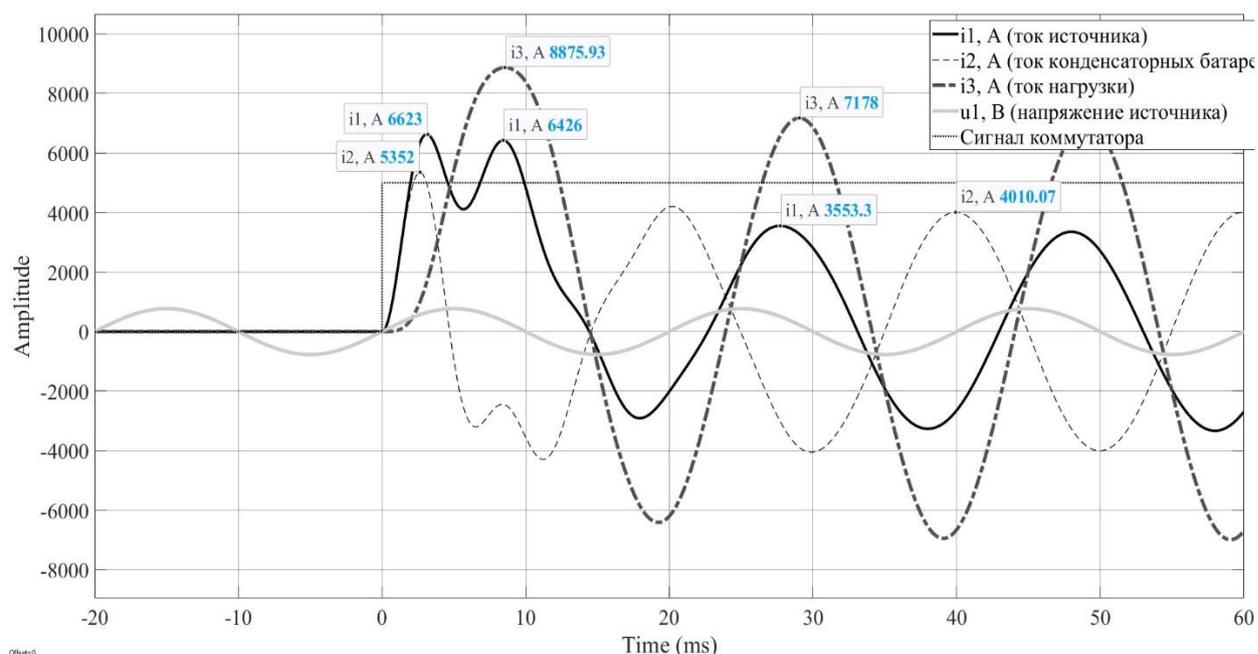


Рис. 4. Осциллограмма включения цепи в наиболее благоприятном режиме включения с минимальным количеством конденсаторных батарей

Осциллограмма токов и напряжений, протекающих через конденсаторную батарею  $Q_{200}$  представлена на рис. 5, в момент коммутации у

трехвыводных конденсаторов  $Q_{150} + Q_{50}$  обкладка  $Q_{150}$  отключена по условию переключения, обкладка  $Q_{50}$  находится в работе.

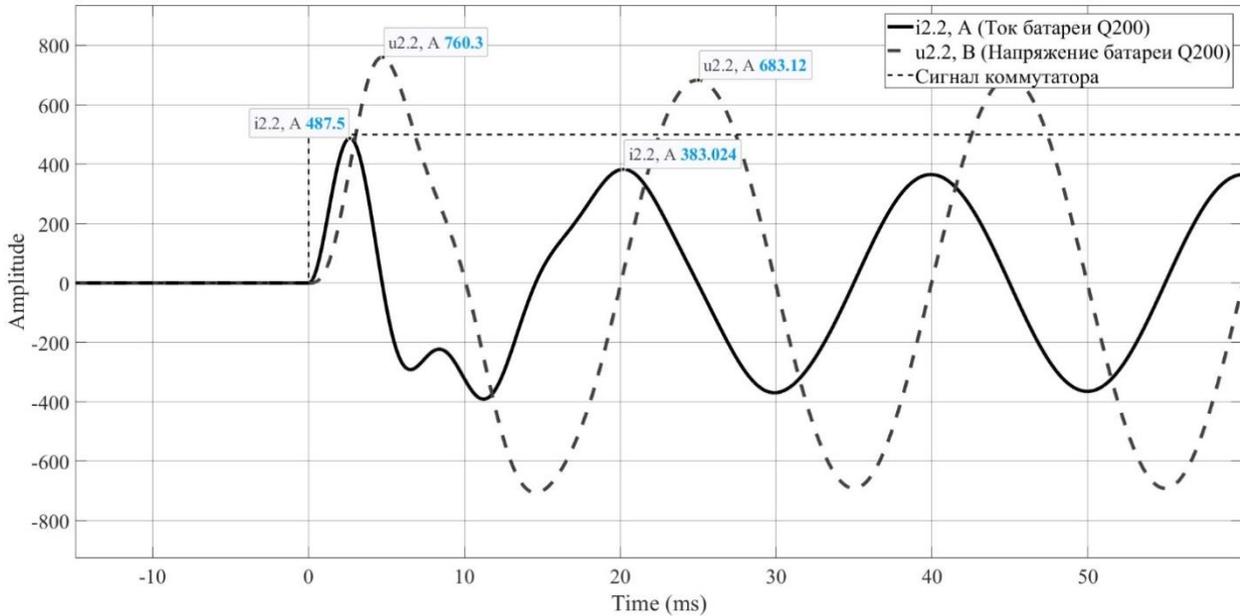


Рис. 5. Осциллограмма токов и напряжений, протекающих через конденсаторную батарею  $Q_{200}$  при включении цепи в наиболее благоприятном режиме включения с минимальным количеством конденсаторных батарей

Исходя из анализа осциллограммы, приведенной на рис. 5, можно сделать вывод о минимальном скачке тока и напряжения, что, в свою очередь, уменьшает износ конденсаторных батарей.

Коммутация в наименее благоприятный момент времени, соответствующий максимальному значению напряжения, представлена на рис. 6.

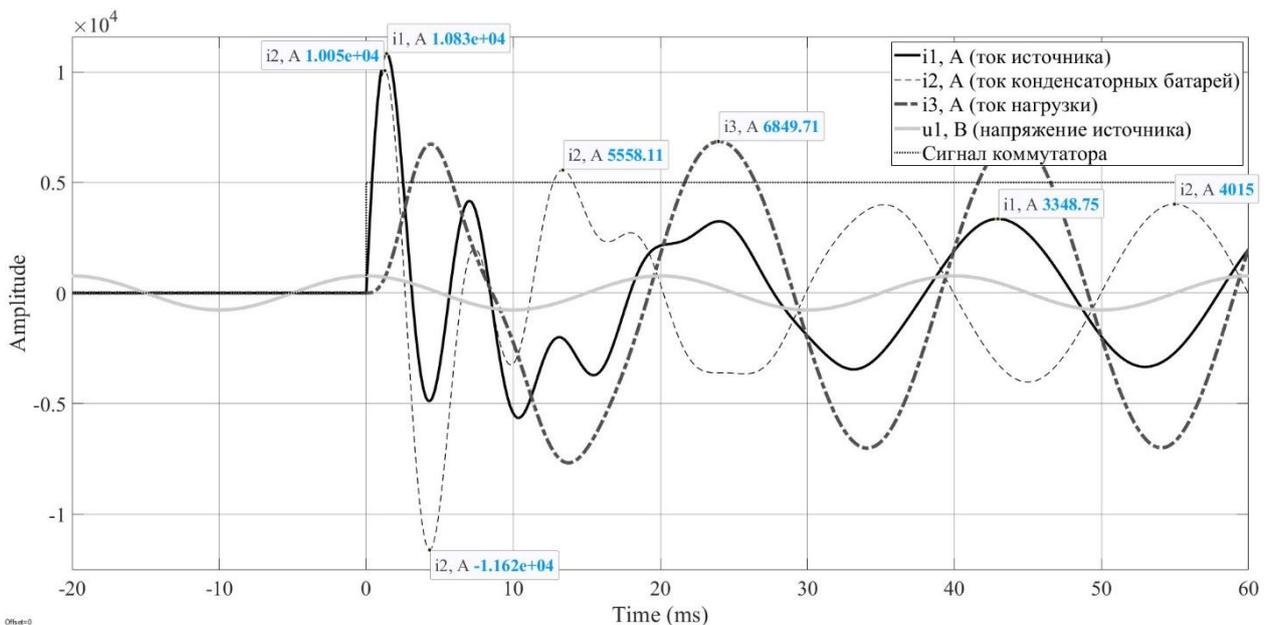


Рис. 6. Результаты моделирования переходных процессов при замыкании контактора при максимальном значении напряжения

На осциллограмме можно отметить возросшие амплитудные значения ударных токов и напряжений, увеличенное время протекания пере-

ходного процесса до 30 миллисекунд. На рис. 7 представлены токи через конденсаторную батарею  $Q_{200}$  и напряжения на ее выводах.

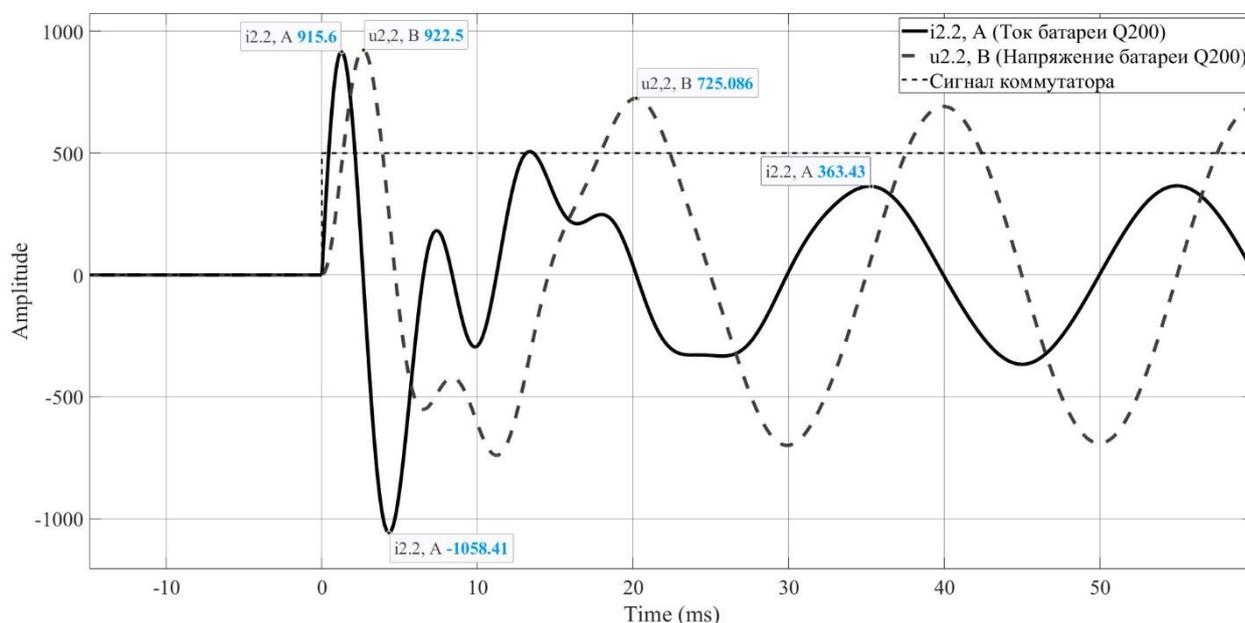


Рис. 7. Осциллограмма токов и напряжений, протекающих через конденсаторную батарею  $Q_{200}$  при включении цепи в неблагоприятный режим включения с минимальным количеством конденсаторных батарей

На осциллограмме отчетливо видно увеличение ударного значения токов и напряжений, что, в свою очередь, негативно сказывается на

сроке службы конденсаторных батарей.

Все параметры переходных режимов сведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры переходного режима при включении цепи

Режим коммутации	Ток источника	Ток ветви конденсаторов	Двухвыводковый конденсатор $Q_{200}$ кВАр	
	$I_1$ , А	$I_2$ , А	$I_{2,2}$ , А	$U_{2,2}$ , В
Коммутация в нуле напряжения	6623	5352	487,5	760,3
Коммутация в максимуме напряжения	10 830	10 050	915,6	922,5

Остаточное напряжение на обкладках конденсаторных батарей не оказывает влияния на переходный режим ввиду наличия саморазрядки через группу специальных резисторов  $R$  и активное сопротивление индукционной печи.

Для отключения печи необходимо достичь режима, близкого к компенсации или перекомпенсации RLC контура, благодаря чему скачок тока при отключении цепи сглаживается, не оказывая влияния на надежность конденсаторных батарей. Результаты моделирования переходных процессов при размыкании контактора с включением всех конденсаторных батарей при коммутации в максимуме напряжения представлен на рис. 8.

Масляные, воздушные, элегазовые контакторы в связи с особенностями конструктивного исполнения производят гашение дуги в момент, когда ток дуги близок к нулю, тогда как вакуумный контактор имеет большую дугогасящую способность и способен разрывать ток в точке, близкой к максимальному амплитудному току. Осциллограмму данного переходного режима можно наблюдать на рис. 6. При определенных настройках резонанс контура индукционной печи – конденсаторных батарей может привести к высокочастотным колебаниям, приводящим к повышению токов и напряжений, протекающих в замкнутом контуре. Решением данных проблем может послужить применение

блока управляемой коммутацией вакуумного контактора [2].

На основании результатов проведенного моделирования произведен анализ целесообразности

установки системы управляемой коммутации для продления остаточного ресурса контактора выключателя и конденсаторных батарей.

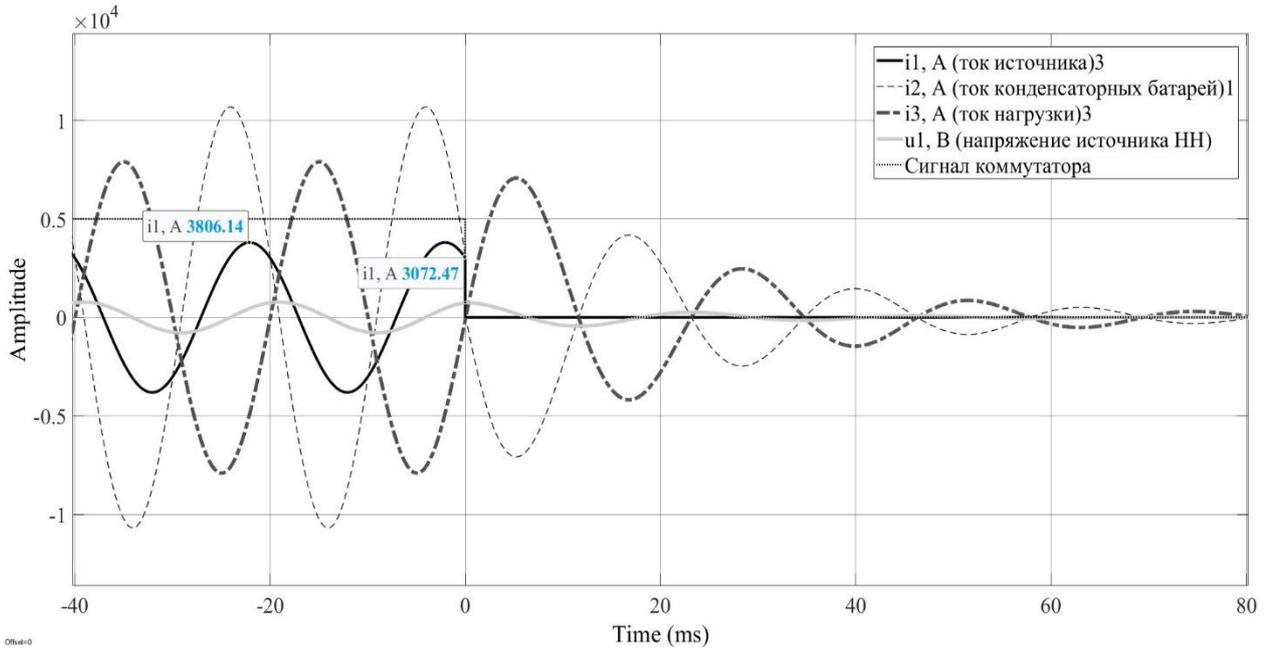


Рис. 8. Отключение цепи при частичной компенсации при прохождении тока источника через ноль

Расчет остаточного ресурса вакуумного контактора будет вестись на основе метода учета коммутационного износа по току отключения.

Эквивалентное число отключений при номинальном токе рассчитывается по формуле (1), коммутационный износ ресурса вакуумного контактора представлен формулой (2).

$$n_{\text{экв}} = \left( \frac{I_{\text{откл}}}{I_{\text{ном}}} \right)^k \quad (1)$$

где  $n_{\text{экв}}$  – эквивалентное число отключений при номинальном токе, ОЕ / цикл В-О;  $I_{\text{откл}}$  – паспортное значение рабочего тока контактора, А;  $I_{\text{ном}}$  – номинальный ток вакуумного контактора, А;  $k$  – показатель степени износа контактора при разрыве дуги.

$$R_{\text{комм}} = \frac{n_{\text{экв}}}{N_{\text{ном}}} \quad (2)$$

где  $R_{\text{комм}}$  – приведенный износ коммутационного ресурса на одно отключение, ОЕ / цикл В-О;  $N_{\text{ном}}$  – максимальный ток гашения дуги при отключении нагрузки, А;  $N_{\text{ном}}$  – коммутационный ресурс контактора при номинальном токе, ед.

Для приведения числа износа коммутационного аппарата к нормированному количеству отключений необходимо взять обратное значение от приведенного износа за цикл коммутационного ресурса, согласно формуле (3)

$$N = \frac{1}{R_{\text{комм}}} \quad (3)$$

где  $R_{\text{комм}}$  – количество циклов коммутаций до истощения ресурса контактора, цикл;

Износ механического ресурса за одно отключение рассчитывается по формуле (4):

$$\Delta R_{\text{мех}} = \frac{1}{N_{\text{мех}}} \quad (4)$$

где  $N_{\text{мех}}$  – механический ресурс контактора при номинальном токе, ед.;

Общий износ за одно отключение (5):

$$R = \max(R_{\text{мех}}, R_{\text{комм}}) \quad (5)$$

Или, если считать, что оба ресурса расходуются независимо, то ресурс контактора исчерпывается, когда истощен любой из ресурсов. Поэтому количество отключений до истощения (6):

$$N = \min\left(\frac{1}{R_{\text{мех}}}, \frac{1}{R_{\text{комм}}}\right) \quad (6)$$

В табл. 2 сведены результаты двух опытов оценки остаточного ресурса для однополюсного силового вакуумного контактора ВК-VM-1.5-C4-3200A-A2, механическая износостойкость 300 000 циклов В – О, электрическая износостойкость 100 000 циклов В – О. [6]

Представленная оценка коммутационного

ресурса является приблизительной, ввиду многовариативной изменчивости параметров коммутируемой цепи, которая зависит от количества включенных конденсаторных батарей, режима работы индукционной печи, физического состояния нагреваемого объекта, времени гашения дуги и другим возможным процессам.

Таблица 2

Оценка эффективности остаточного ресурса контактора

Контактор ВК-VM-1.5-C4-3200A-A2		
Измеряемый параметр	Без применения режима управляемой коммутации	Режим управляемой коммутации
Эквивалентное число отключений	1 ОЕ / цикл В-О	0,599 ОЕ / цикл В-О
Износ коммутационного аппарата на одно отключение	$5,566 \cdot 10^{-6}$ ОЕ / цикл В-О	$3,333 \cdot 10^{-6}$ ОЕ / цикл В-О
Количество циклов коммутаций до исчерпания электрического ресурса контактора	179 674 циклов В-О	689 062 циклов В-О
Количество циклов коммутаций до исчерпания ресурса контактора	179 674 циклов В-О	300 000 циклов В-О

Управляемая коммутация позволит увеличить срок службы конденсаторных батарей ввиду уменьшения ударного тока при включении и отключении цепи питания индукционной печи, что в свою очередь позволит сократить скорость старения конденсаторных батарей и уменьшить шанс аварийного выхода из строя индукционной печи. [4]

Вывод: в работе проведено моделирование электромагнитных процессов при коммутации цепи индукционной печи, укрупненно состоящей из силового трансформатора, вакуумного контактора, блока стационарных и управляемых конденсаторных батарей, индукционной печи.

Произведен расчет оценочной эффективности внедрения комплекса управляемой коммутацией для вакуумного контактора с целью повышения срока службы и надежности контактора и блоков конденсаторных батарей.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Назарычев, А. Н. Анализ основных преимуществ применения вакуумных выключателей / А. Н. Назарычев // Энергоэксперт, 2007. – № 4–5. – С. 58–63.
2. Базавлук, А. А. Исследование перенапряжений при коммутациях вакуумных выключателей / А. А. Базавлук, А. А. Бакиров, Д. А. Шкитов // Горный информационно-аналитический бюллетень. Электрификация и энергоэффективность, 2011. – № 4. – С. 265–279.
3. Бессонов, Л. А. Переходные процессы в линейных электрических цепях // Теоретические основы электротехники. Электрические цепи: учеб. пособие / под ред. Л. А. Бессонова. 11-е изд., перераб. и доп. – М.: «Гардарики», 2007. – 701 с.
4. Белкин, Г. С. Применение самоуправляемых аппаратов (аппаратов, обладающих «интеллектом») для коммутации цепей высокого напряжения / Г. С. Белкин // Электротехника, 2005. – № 12. – С. 3–9.
5. Баранов, А. В. Основы надежности электронных средств: учеб. пособие / под ред. А. В. Баранова, Н. П. Ямпурин. – НГТУ (АПИ), Н. Новгород, 2005. – 97 с.
6. Вакуумный контактор ВК-VM2000, 2600, 3200A/1500В: каталог 2023 [Электронный ресурс] / ООО ПТК «АкЭл». – Режим доступа: URL: <https://ak-el.ru/> (дата обращения: 27.10.2025 г.).

УДК 628.9.03, 621.373.826

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-39-41

*Н. А. Албу-Салих, В. Н. Храмов*

**ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ ЛЮМИНОФОРА  
НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСТОЧНИКА СВЕТА  
С ЛАЗЕРНЫМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ ЛЮМИНЕСЦЕНЦИИ**

Волгоградский государственный университет, Волгоград, Россия

light19821024@gmail.com, vladimir.khramov@volsu.ru

Автор, ответственный за переписку: Владимир Николаевич Храмов, vladimir.khramov@volsu.ru

В статье приведены результаты экспериментальных исследований по возбуждению люминофорного источника света лазерным излучением. Использовались полупроводниковый лазер на длине волны 408 нм и порошкообразный люминофор, используемый в распространенных светодиодных лампах. Определена оптимальная толщина слоя люминофора, позволяющая получить максимальное значение интенсивности света. Определена коррелированная цветовая температура такого источника света.

*Ключевые слова:* лазеры, источники света, спектры излучения, коррелированная цветовая температура, люминесценция

*N. A. Albu-Salikh, V. N. Khramov*

**EFFECT OF LUMINOPHORE THICKNESS ON THE EFFICIENCY  
OF A LIGHT SOURCE WITH LASER EXCITATION OF LUMINESCENCE**

Volgograd State University, Volgograd, Russia

The article presents the results of experimental studies on the excitation of a luminophore light source by laser radiation. A semiconductor laser at a wavelength of 408 nm and a powdered luminophore used in common LED lamps were used. The optimal thickness of the luminophore layer has been determined, which makes it possible to obtain the maximum value of the light intensity. The correlated color temperature of such a light source is determined.

*Keywords:* lasers, sources of light, emission spectra, correlated color temperature, luminescence

Классический светодиодный излучатель, используемый в большинстве используемых сейчас осветительных ламп, состоит из полупроводникового узкополосного источника света синей области спектра и нанесенного слоя люминофора. Тип люминофора позволяет получить так называемый теплый, нейтральный и холодный белый свет. Это определяется коррелированной цветовой температурой. Коррелированная цветовая температура (КЦТ)  $T_c$  – это температура черного тела, при которой координаты цветности его излучения близки в пределах заданного допуска к координатам цветности рассматриваемого излучения на цветовом

графике Международной комиссии по освещению (МКО) [1–3]. Применение люминофоров разного состава позволяет получить теплый белый свет ( $T_c = 2700 - 3200$  К), нейтральный (дневной) белый свет ( $T_c = 3500 - 4500$  К), холодный белый свет ( $T_c = 4500 - 6500$  К).

У светодиодных ламп полный спектр излучения состоит из двух частей: синяя пиковая область соответствует самому излучающему диоду, более широкая область соответствует свечению люминофора (рис. 1). Из спектров видно, что накачка таких светодиодных источников осуществляется синим светодиодом на длине волны в области 450 – 460 нм.

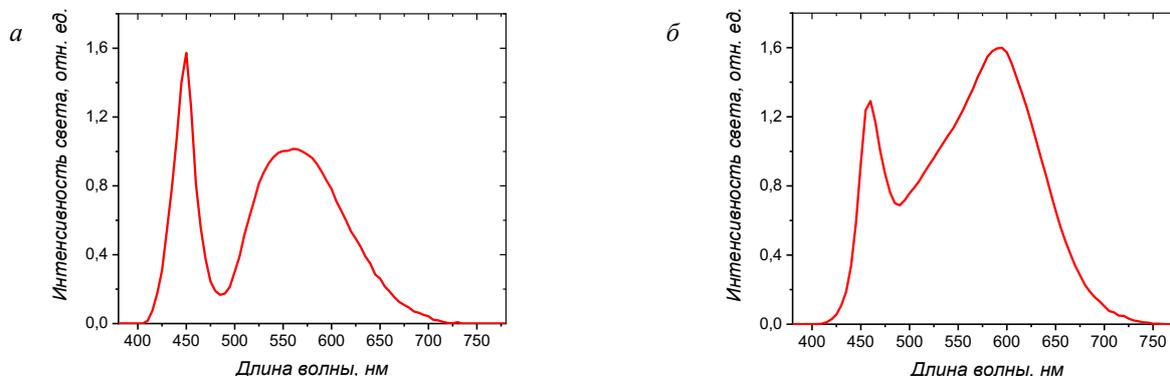


Рис. 1. Полные спектры излучения светодиодных ламп: *а* – с недостаточной толщиной слоя люминофора; *б* – со средней толщиной слоя люминофора

Также из анализа этих спектров видно, что у ряда таких белых светодиодов толщина слоя люминофора слишком мала, поэтому интенсивность синего свечения может намного превышать интенсивность свечения люминофора (рис. 1, *a*). Излучение таких ламп неблагоприятно сказывается на зрении и искажается цветовосприятие. В более хороших белых светодиодах при достаточной толщине люминофора его интенсивность излучения в максимум больше, чем у накачивающего синего диода (рис. 1, *б*).

В данной работе представлены результаты предварительных экспериментов по реализации источника света с лазерной, а не с диодной накачкой люминофора. Толщина слоя люминофора варьировалась. Проведена серия экспериментов с разной толщиной люминофора (1–4 мм). В качестве источника фиолетового излучения использовался непрерывный полупроводниковый лазер на длине волны  $\sim 408$  нм мощностью около 150 мВт. Хотя длина волны используемого лазера далеко не оптимальна для данного люминофора (нужно примерно 450–460 нм, а не 408 нм), тем не менее результаты с люминесценцией получились. Вероятно, это связано с достаточно широкой полосой поглощения люминофора.

Люминофор, используемый для исследования, был взят из светодиодов лампы, спектр которой показан на рис. 1, *б*. Люминофор был измельчен до состояния однородного спрессованного порошка, помещался в кювету и просвечивался лазерным источником без фокусировки. Для измерения всех спектральных характеристик исследуемых источников света использован модернизированный комплекс на базе монохроматора МДР-23. Шаг измерений по длине волны – 5 нм.

Первичная гипотеза предполагала, что с увеличением толщины слоя люминофора интенсивность люминесценции будет расти. Экспериментально полученные спектры люминесценции (без узкополосного спектра излучения лазера возбуждения) для различных толщин слоя представлены на рис. 2. Эксперимент показал немотонность такой зависимости. На рис. 3 показана зависимость интенсивности в максимуме люминесценции от толщины слоя люминофора.

Как видно из графиков зависимости интенсивности от длины волны, наиболее оптимальной толщиной слоя люминофора в условиях данного эксперимента является 2 мм. При дальнейшем увеличении толщины люминофора начинает работать эффект тушения люминесценции и интенсивность свечения уменьшается.

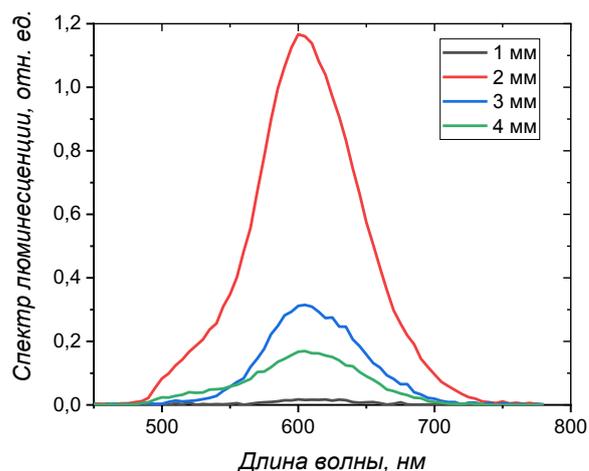


Рис. 2. Спектры люминесценции источника света при различных толщинах слоя люминофора

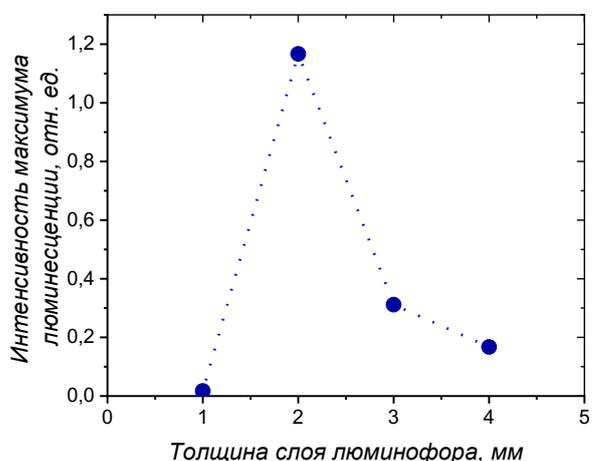


Рис. 3. Зависимость интенсивности в максимуме люминесценции (в относительных единицах) от толщины слоя люминофора

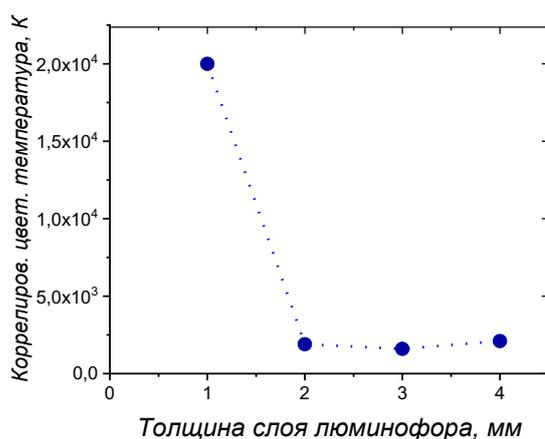


Рис. 4. Зависимость коррелированной цветовой температуры рассматриваемого источника света от толщины слоя люминофора

По стандартной методике, приведенной в [2; 4], по измеренным полным спектрам излу-

чения с помощью разработанного программного обеспечения [5; 6] была определена коррелированная цветовая температура при различной толщине слоя люминофора (рис. 4). При малой толщине (1 мм) в спектре присутствует, в основном, узкополосное излучение фиолетового лазера, поэтому значение в 20 000 К особого смысла не имеет. При увеличении толщины слоя КЦТ составляла около 2 000 К (теплый белый свет) и в дальнейшем практически не меняется.

Таким образом, в результате проведенных экспериментов по возбуждению люминофорного источника света лазерным излучением получена оптимальная толщина слоя люминофора, определена коррелированная цветовая температура.

Конечно, само значение оптимальной толщины в данном эксперименте соответствует порошкообразному состоянию люминофора. Для монолитного слоя количественно оптимальная толщина будет другой. Но, тем не менее, это следует учитывать при производстве и эксплуатации светодиодных люминофорных источников света.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Национальный стандарт РФ ГОСТ Р 55702-2013 Источники света электрические. Методы измерений электрических и световых параметров. – М.: Стандартинформ, 2014.
2. Национальный стандарт РФ ГОСТ Р 55703 – 2013. Источники света электрические. Методы измерений спектральных и цветовых характеристик. – М.: Стандартинформ, 2015.
3. Национальный стандарт РФ ГОСТ Р 8.827 – 2013. Государственная система обеспечения единства измерений. Метод измерения и определения индекса цветопередачи источников излучения. – М.: Стандартинформ, 2014.
4. Горбунова, Е. В. Колориметрия источников излучения: учебное пособие / Е. В. Горбунова, А. Н. Чертов. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 126 с.
5. Калинина, И. В. Экспериментальное исследование особенностей световых параметров различных источников света / И. В. Калинина, В. Н. Храмов // Труды XXVIII Международной конференции «Лазерно-информационные технологии в медицине, биологии, геоэкологии и на транспорте – 2020». Новороссийск, 07–12 сентября 2020 года. Издательство: Пензенский государственный университет (Пенза), 2020. – С. 270–273.
6. Албу-Салих, Н. А. Особенности цветовых характеристик лазерных и светодиодных источников света / Н. А. Албу-Салих, И. В. Калинина, В. Н. Храмов // Лазерно-информационные технологии: труды XXIX Международной научной конференции (13–18 сентября 2021 г.) / ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова». – Новороссийск: НФ ФГБОУ ВО «БГТУ», 2021. – С. 101–102.

УДК 621.311

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-41-46

*П. Д. Кутейников*

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАРМОНИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ СЕТИ НА ТОЧНОСТЬ КОНТРОЛЯ ЧАСТОТЫ

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

suhanov.pavel@inbox.ru

Частота является одним из основных параметров энергосистемы. Отклонение частоты связано с нарушением баланса мощности в энергосистеме и приводит снижению эффективности ее работы и даже к остановке. Для контроля частоты в энергосистемах используются реле частоты различных конструкций. Для повышения точности и надежности контроля частоты было разработано адаптивное реле частоты, которое перед обработкой сетевого сигнала осуществляет автоматическую стабилизацию. Однако искажение формы сигнала, вызванное гармоническими составляющими, является источниками погрешности контроля частоты. Исследованию влиянию гармонических составляющих на точность контроля частоты посвящена эта статья.

Дополнительно получены зависимости инструментальной и методической погрешностей от амплитуды напряжения и от количества гармоник, которые учитываются при расчете. По зависимостям наглядно прослеживается зависимость – уменьшение инструментальной погрешности при росте амплитуды и количества гармоник, но увеличение методической погрешности при увеличении количества гармоник и амплитуды напряжения.

*Ключевые слова:* надежность электроснабжения, реле частоты, метрологический анализ, инструментальная погрешность, методическая погрешность

*P. D. Kuteynikov*

## STUDY OF THE NETWORK HARMONIC COMPONENTS INFLUENCE ON THE FREQUENCY CONTROL ACCURACY

**Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia**

Frequency is one of the main parameters of a power system. Frequency deviations are associated with an imbalance in the power system and lead to reduced efficiency and shutdown. Frequency relays of various designs are used to monitor frequency in power systems. To improve the accuracy and reliability of frequency monitoring, an adaptive frequency relay that automatically stabilizes the system before processing the network signal was developed. However, signal distortion caused by harmonic components is a source of frequency monitoring error. This article examines the influence of harmonic components on frequency monitoring accuracy.

Additionally, dependences of instrumental and methodological errors on voltage amplitude and the number of harmonics considered in the calculation were obtained. These dependences clearly demonstrate a relation: instrumental error decreases with increasing amplitude and the number of harmonics, but methodological error increases with increasing the number of harmonics and voltage amplitude.

*Keywords:* power supply reliability, frequency relay, metrological calculation, instrumental error, methodical error of microprocessor relays

### **Введение**

Частота является одним из основных параметров энергосистемы. Отклонение частоты связано с нарушением баланса мощности в энергосистеме и приводит к снижению эффективности ее работы и даже к остановке. Для контроля частоты в энергосистемах используются реле частоты различных конструкций. Для повышения точности и надежности контроля частоты было разработано адаптивное реле частоты, которое перед обработкой сетевого сигнала осуществляет автоматическую стабилизацию. Однако искажение формы сигнала, вызванное гармоническими составляющими, является источниками погрешности контроля частоты.

В настоящее время в электроэнергетике качество электроэнергии регулируется ГОСТами [1], в которых диапазон отклонения частоты сети рекомендован  $\pm 0,2-0,4$  Гц.

К нарушениям показателей качества электроэнергии относятся такие явления, как провалы, кратковременные прерывания и отклонения напряжения, искажение формы тока/напряжения, отклонение частоты и др. [2]. Данные явления отрицательно влияют на работу электрооборудования и электроприборов, в том числе и измерительных.

### **Влияние гармонических искажений**

Источниками гармонических составляющих в сети являются нелинейные и импульсные потребители [2]. Высшие гармоники приводят к дополнительным энергетическим потерям в электрических машинах, трансформаторах

и сетях. Кроме того, гармонические составляющие затрудняют компенсацию реактивной мощности с помощью батарей конденсаторов [3; 4].

Отдельного рассмотрения заслуживают гармоники, кратные 3 (3-я, 6-я, 9-я и др.). Данные гармоники оказывают сильное влияние на системы с заземленной нейтралью, которые широко распространены в России при уровне напряжения 6–35 кВ. Эти гармоники совпадают по фазе и приводят к возникновению тока в нейтральном проводнике и, как следствие, его перегреву и возгоранию [2; 5]. Присутствие 5-й гармоники в системе приводит к возникновению в трехфазных индуктивных двигателях тормозящего момента, поскольку эта составляющая вызывает отрицательный крутящий момент, который стремится вращать двигатель в обратную сторону. В результате потребляется больше мощности, и двигатель постепенно перегревается. Она также может вызывать резонансные явления в сети [6].

В дополнение к вышеуказанным последствиям появления гармоник в сети, они также вызывают искажения показаний и сигналов измерительных приборов, таких как реле. Поскольку реле является основным элементом в системах управления энергосистемой, то погрешность контроля может привести к негативным последствиям.

### **Адаптивный преобразователь частоты и напряжения**

Авторами [7; 8] предложен вариант конструкции адаптивного преобразователя частоты и напряжения для мониторинга этих двух параметров (рис. 1).

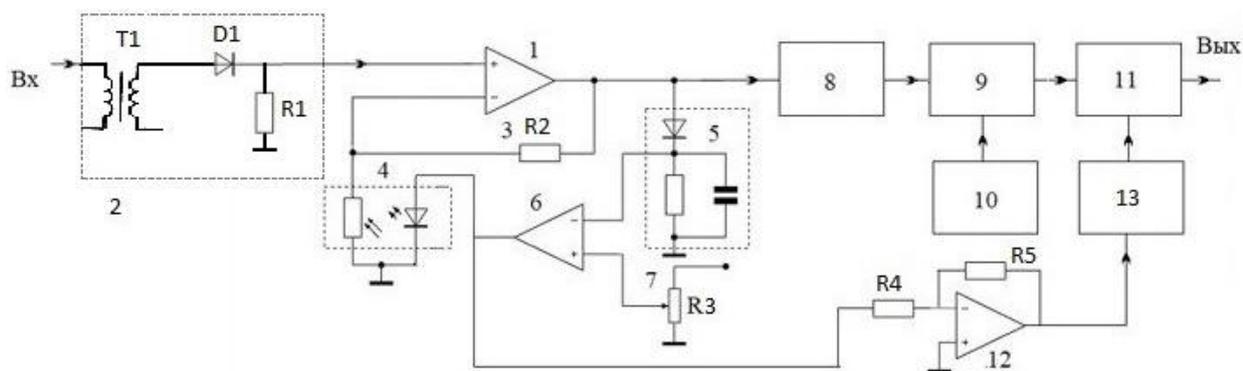


Рис. 1. Схема адаптивного преобразователя частоты и минимального напряжения

Принцип действия данного устройства заключается в следующем: на вход операционного усилителя 1 через измерительный трансформатор с однополупериодным выпрямителем 2 подается сетевое напряжение. Выпрямитель преобразует двухполярный сигнал входного напряжения в однополярный. Далее от усилителя сигнал поступает на вход пик-детектора 5, функция которого заключается в преобразовании сигнала из импульсного в постоянный с амплитудой, равной амплитуде напряжения. Напряжение (постоянное) после пик-детектора направляется на инвертирующий контакт сравнительного элемента 6. На неинвертирующий контакт этого же элемента подается напряжение с задающего устройства 7. В элементе сравнения имеется усилитель, который усиливает разность двух напряжений, которая направляется на управляющий вход сопротивления 4, изменяя значение сопротивления до момента, пока напряжения не будут равными (с учетом некоторой ошибки). Также с выхода усилителя напряжение направляется на формирователь импульсов 8, функция которого заключается в преобразовании сигнала из синусоидального в прямоугольный импульс, который, с помощью ключа 9 заполняется еще большим числом импульсов более высокой частоты, подающихся генератором тактовых импульсов 10. Их количество зависит от периода сети (пропорционально). После прохождения через ключ импульсы направляются на счетчик импульсов микроконтроллера 11, после чего их количество преобразуется в цифру. Дополнительно, к выходу операционного усилителя сравнительного элемента, подключен масштабный операционный усилитель 12, функция которого заключается в регистрации сигнала, пропорционального отклонению напряжения от номинального значения с коэффи-

циентом усиления согласно тарифовке. Сигнал с операционного усилителя поступает на аналого-цифровой преобразователь 14, после чего уже в цифровой форме поступает на микроконтроллер, который, в свою очередь, соответствующе реагирует на него [8].

Все измерительные приборы обладают методическими и инструментальными погрешностями. Инструментальная погрешность обусловлена несовершенством средства измерения. Ее источником могут служить производственные дефекты, неточности конструкции или погрешности самой конструкции прибора, например, отклонение шкал и чувствительных элементов от идеала [9].

Из [10] известно, что инструментальная погрешность измерения для представленного выше прибора вычисляется по формуле:

$$\sigma_T = \frac{\sigma_{ш}}{K_{фр}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{ш}$  – среднее квадратичное значение напряжения шумов на входе формирователя импульсов,  $K_{фр}$  – крутизна фронта импульса на уровне срабатывания формирователя импульсов. Крутизну фронта импульса вычисляли как производную напряжения в точке, равной половине амплитуды ( $0,5U_m$ ). В данной точке она составит  $K_{фр} = 270$  (в относительных единицах), а среднее квадратичное значение шумов составит  $\sigma_{ш} = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ В}$ . Отсюда  $\sigma_T = 1,78 \cdot 10^{-3} \%$  [10].

Но на данный прибор, как и на все другие, оказывают влияние также и гармонические искажения напряжения в сети. Из-за них сигнал напряжения становится несинусоидальным, приобретает сложную форму. Разложение в ряд Фурье позволяет представить данную кривую сложной формы в виде нескольких простых синусоид [2].

Оценим влияние гармонических искажений на вышеуказанное устройство. Для удобства учитывается влияние 1, 3 и 5 гармоник. Разложение в ряд Фурье напряжения сети будет иметь вид:

$$U(t) = U_1 \sin(\omega t) + U_3 \sin(3\omega t) + U_5 \sin(5\omega t), \quad (2)$$

где  $U_1 = 1$  (в относительных единицах),  $U_n = \frac{U_1}{n}$ ,  $\omega = 2\pi f$ ,  $f$  – частота сети ( $f = 50 \text{ Гц}$ ).

Для наглядности представим формулу (2) в виде графика (рис. 2):

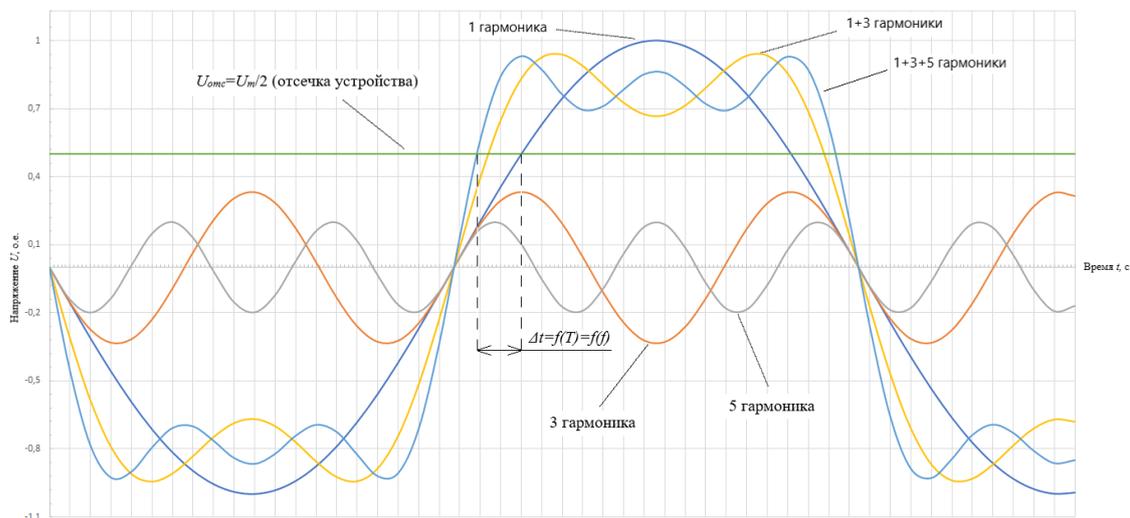


Рис. 2. График разложения напряжения сети в ряд Фурье

В связи с особенностью адаптивного преобразователя нас интересует только часть графика в положительной плоскости.

По графику суммы 1, 3 и 5 гармоник видно, что крутизна фронта увеличилась, но невозможно точно определить инструментальную погрешность аналитическим методом. Поэтому воспользуемся графиком для определения методической погрешности.

Методическая погрешность является результатом несовершенства метода проведения измерения. Она не зависит от погрешности самого средства измерения (прибора), а является следствием используемого метода измерения [11].

Методическая погрешность ( $\Delta t$ ) показана на рис. 2. В результате расчета численным методом (принимая величину частоты  $f = 50 \text{ Гц}$  и, как следствие, период  $T = 0,02 \text{ с}$ ) погрешность  $\Delta t = 0,0011 \text{ с} = 5,55 \%$ . Методическая погрешность времени, как функции от периода (и частоты) увеличивается с увеличением «ширины» функции – в случае учета гармонических искажений.

Данный факт говорит о том, что гармонические искажения негативно влияют на адаптивный преобразователь частоты и напряжения,

увеличивая погрешность измерений. Можно сделать вывод о необходимости использования в приборе устройств для фильтрации гармонических искажений с целью исключения негативного воздействия на погрешность измерений.

Поскольку расчет велся в относительных единицах, выявленную закономерность можно использовать для любого значения амплитуды напряжения сети и получить погрешность для частного случая параметров сети. Были построены зависимости значения инструментальной и методической погрешностей от амплитуды напряжения (рис. 3 и 4).

Для графика методической погрешности в случае суммы 1 и 3 гармоник изменялись амплитудные значения 3 гармоники при неизменном значении амплитуды 1 гармоники, а в случае суммы 1, 3 и 5 гармоник изменялись значения амплитуды 5 гармоники при неизменных 1 и 3.

На построенных зависимостях можно заметить закономерность: с ростом амплитуды напряжения значение инструментальной погрешности уменьшается. Также по графикам видно, что инструментальная погрешность уменьшается с ростом количества гармоник, которые учитываются при расчете.

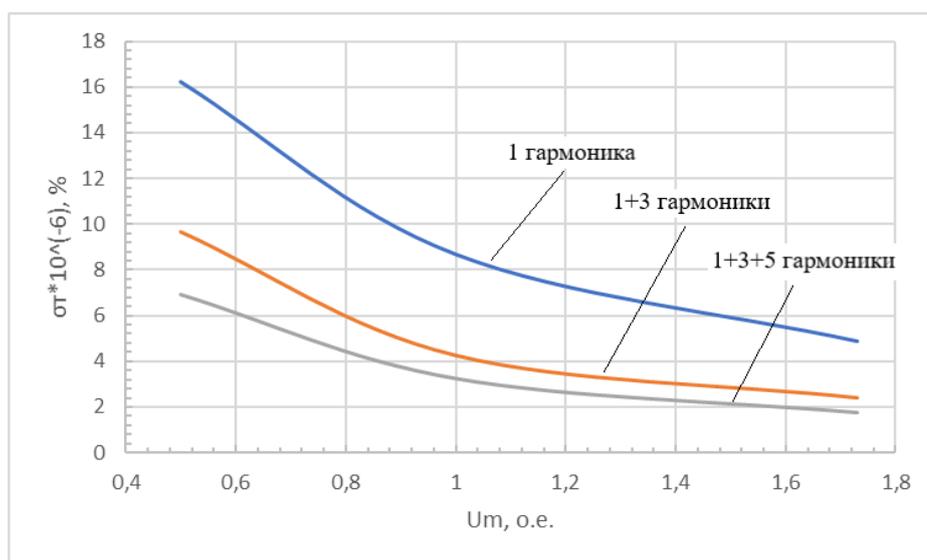


Рис. 3. Зависимость инструментальной погрешности от амплитуды напряжения

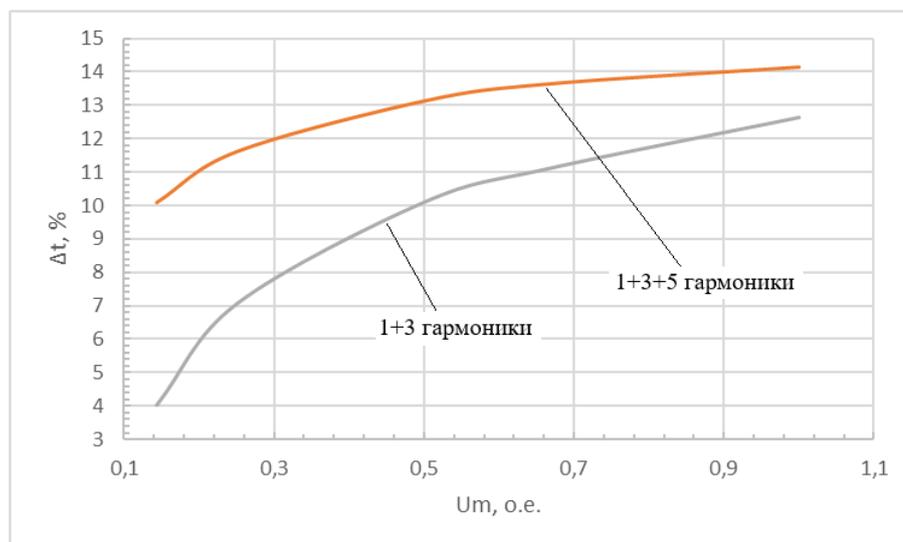


Рис. 4. Зависимость методической погрешности от амплитуды напряжения

В случае же методической погрешности можно заметить тенденцию ее роста с увеличением амплитуды гармоник, отличных от основной (в нашем случае 3 и 5), причем изменение амплитуды 3 гармоники оказывает большее влияние на значение погрешности, по сравнению с 5. Также заметно, что с увеличением количества гармоник, которые учитываются при расчете, увеличивается и значение погрешности.

#### Вывод

В данной статье приведен анализ влияния гармонических искажений напряжения на погрешность измерения адаптивного реле частоты и напряжения, построен график напряжения сети с учетом 1, 3 и 5 гармоник и произведено

его разбиение на гармонические составляющие посредством разложения в ряд Фурье.

Анализ графиков показал, что учет гармонических искажений напряжения сети уменьшает инструментальную погрешность в связи с увеличением величины крутизны фронта, но увеличивает методическую погрешность ( $\Delta t = 5,5\%$ ), тем самым уменьшая точность и надежность прибора. Данное воздействие может быть компенсировано при помощи устройств для фильтрации гармонических искажений.

Дополнительно получены зависимости инструментальной и методической погрешностей от амплитуды напряжения и от количества гармоник, которые учитываются при расчете.

По зависимостям наглядно прослеживается зависимость – уменьшение инструментальной погрешности при росте амплитуды и количества гармоник, но увеличение методической погрешности при увеличении количества гармоник и амплитуды напряжения.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 32144–2013 «Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения».
2. *Блинов, Ю. И.* Современные энергосберегающие электротехнологии / Ю. И. Блинов, А. С. Васильев, А. Н. Никаноров и др. – СПб.: Изд-во СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2000. – 548 с.
3. *Жежеленко, И. В.* Высшие гармоники в системах электроснабжения промпредприятий: 4-е изд., перераб. и доп. / И. В. Жежеленко. – М.: Энергоатомиздат, 2000. – 331 с.
4. *Волков, Н. Г.* Качество электроэнергии в системах электроснабжения: учебное пособие / Н. Г. Волков. – Томск: Томский политехнический университет, 2010.
5. Режим доступа: <https://glavproekt.com/inzheneram/vliyanie-garmonik-napryazheniya-i-toka/> - электронный ресурс (01.10.2025).
6. Режим доступа: [https://www.metrel.si/assets/Metrel/PDF\\_dokumentacija/Application\\_notes/Single\\_application\\_no](https://www.metrel.si/assets/Metrel/PDF_dokumentacija/Application_notes/Single_application_notes/Application_notes_Current_harmonics.pdf)tes/Application\_notes\_Current\_harmonics.pdf - электронный ресурс (01.10.2025).
7. Патент на полезную модель № 232761 U1 Российская Федерация, МПК H01H 47/20, H01H 47/08. реле частоты: заявл. 27.12.2024; опубл. 19.03.2025 / А. Н. Шилин, В. М. Власов, П. Д. Кутейников; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный технический университет». – EDN CFMTUO.
8. Патент на полезную модель № 236673 U1 Российская Федерация, МПК H01H 47/28. реле частоты: заявл. 23.06.2025; опубл. 18.08.2025 / А. Н. Шилин, П. Д. Кутейников, В. М. Власов; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный технический университет». – EDN RFGWQJ.
9. *Неверов, А. Н.* Основы теории погрешностей: учебно-методическое пособие по курсу «Взаимозаменяемость и технические измерения» / сост.: А. Н. Неверов. – М.: МАДИ, 2021. – 58 с.
10. *Шилин, А. Н.* Адаптивный преобразователь частоты сети для релейной защиты систем электроснабжения / А. Н. Шилин, П. В. Дикарев, П. Д. Кутейников, В. М. Власов // Контроль. Диагностика. – 2025. – Т. 28, № 6(324). – С. 26–30. – DOI 10.14489/td.2025.06.pp.026-030. – EDN CCNKCВ.
11. *Дерябина, М. Ю.* Основы измерений: учебное пособие для студентов спец. Т.13.01 «Метрология, стандартизация и сертификация» / М. Ю. Дерябина; Мво образования РБ; УО БГУИР; Кафедра метрологии и стандартизации. – Минск: БГУИР, 2001. – 58 с.

УДК 621.311

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-46-53

*П. В. Дикарев*

### ВЛИЯНИЕ ГЕОСРЕДЫ НА ЕМКОСТЬ ВОЗДУШНОЙ ЛИНИИ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ\*

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

dikarev.pavel@mail.ru

Надежность воздушных линий электропередачи критически зависит от стабильности их электрических параметров, которые подвержены значительному влиянию изменчивых факторов геосреды. В статье исследуется влияние таких факторов, как провисание проводов, рельеф местности, наличие водных объектов, гололедообразование и трибоэлектрические эффекты, на емкостные характеристики воздушных линий электропередачи. Установлено, что совокупное воздействие этих факторов может приводить к изменению погонной емкости линии до 79 %, что не учитывается традиционными системами релейной защиты с фиксированными уставками и ведет к снижению их чувствительности и надежности.

Для решения данной проблемы предлагается инновационная адаптивная система релейной защиты, основанная на использовании цифровой тени участка сети и искусственной нейронной сети. Система в реальном времени актуализирует параметры модели по данным сетевых датчиков и динамически корректирует уставки срабатывания защиты. Разработанный подход позволяет существенно повысить точность и селективность защиты, в частности, от однофазных замыканий на землю, и является значительным шагом в развитии интеллектуальных энергетических систем, адаптирующихся к изменениям окружающей среды.

*Ключевые слова:* воздушные линии электропередачи, емкость, геосреда, релейная защита, адаптивная уставка, цифровая тень, искусственная нейронная сеть, интеллектуальные сети

© Дикарев П. В., 2025

\* Исследование выполнено за счет средств программы развития ВолгГТУ «Приоритет 2030», в рамках научного проекта № 38/652-24.

*P. V. Dikarev*

## INFLUENCE OF THE GEOENVIRONMENT ON THE CAPACITY OF AN OVERHEAD POWER TRANSMISSION LINE

**Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia**

The reliability of overhead power lines critically depends on the stability of their electrical parameters, which are significantly influenced by variable geo-environmental factors. This article investigates the impact of factors such as wire sag, terrain relief, proximity to water bodies, ice formation, and triboelectric effects on the capacitive characteristics of overhead power lines. Research establishes that the combined influence of these factors can alter the line's specific capacitance by up to 79 %, a dynamic change that traditional relay protection systems with fixed settings fail to account for, leading to reduced sensitivity and reliability.

To address this challenge, an innovative adaptive relay protection system is proposed. The system leverages a digital shadow of the network section and an artificial neural network. It dynamically updates the model parameters in real-time based on data from monitoring sensors and automatically adjusts the protection settings. This approach significantly enhances the accuracy and selectivity of protection, particularly against single-phase ground faults, representing a substantial step towards developing intelligent power systems capable of adapting to changing environmental conditions.

*Keywords:* overhead power lines, capacitance, geo-environment, relay protection, adaptive setting, digital shadow, artificial neural network, smart grids

Современная российская энергосистема продолжает сталкиваться с недостаточным уровнем надежности, причем воздушные линии электропередачи (ВЛ) остаются наиболее уязвимыми элементами. Эта уязвимость объясняется их географическим распределением по разнообразным зонам и постоянным воздействием сложных климатических условий — дождей и снеговых осадков, ветровых и гололедных нагрузок. Следует подчеркнуть, что климатические факторы также негативно влияют на работу систем релейной защиты, поскольку изменяют сопротивление цепи короткого замыкания и, соответственно, величину тока короткого замыкания. В последние десятилетия наблюдается устойчивая тенденция ухудшения технического состояния ВЛ, что приводит к росту аварийности. Ситуация осложняется интенсивным воздействием гололедно-ветровых нагрузок на конструктивные элементы линий, что создает очевидную необходимость корректировки уставок релейной защиты в зависимости от внешних условий.

Однако не все факторы, воздействующие на параметры ВЛ, поддаются формализации. К ним относятся особенности рельефа, характер растительности, разливы водных объектов, уровень снежного покрова, а также электростатические эффекты в воздушной среде вокруг проводов, вызванные трибоэлектрическими явлениями. Как отмечается в [1], степень износа воздушных линий напряжением 110–500 кВ достигала примерно 60 % в 2015 году, а за послед-

ние сорок лет частота отказов увеличилась примерно вдвое, что обусловлено сочетанием старения материалов и климатических воздействий (38 %).

Это говорит о том, что воздействие климатических параметров на воздушные линии электропередач является одной из ключевых причин отказов линии и требует сосредоточения на компенсации таких воздействий. Для решения данной задачи предлагается интегрировать в информационно-измерительную систему многослойную искусственную нейронную сеть, обученную определять скорректированные значения уставок срабатывания на основе динамически изменяющихся внешних параметров. Этот подход представляет собой значительный шаг к интеллектуальным энергетическим системам, способным адаптироваться к изменениям окружающей среды в реальном времени.

В электрических сетях с изолированной нейтралью, которые распространены для линий класса 6–35 кВ в России, однофазные замыкания на землю (ОЗЗ) составляют приблизительно 70–80 % от всех аварий в сети [2]. Как известно, ток однофазного замыкания на землю в сети с изолированной нейтралью имеет емкостный характер. Его величина определяется емкостью фаз линии относительно земли. На рис. 1 представлено распределение тока однофазного замыкания на землю в трехфазной сети с изолированной нейтралью, предложенное Рюденбергом:

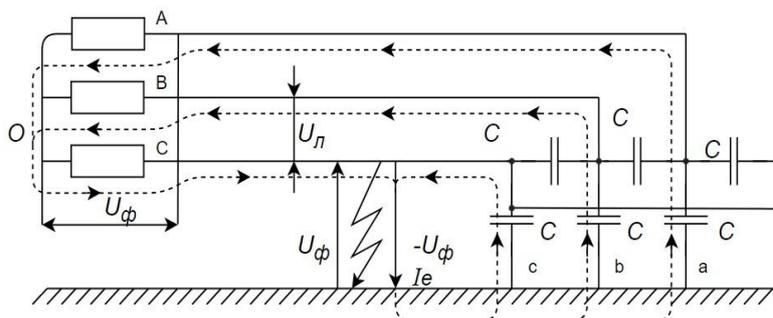


Рис. 1. Распределение тока однофазного замыкания на землю в трехфазной сети с изолированной нейтралью

В стандартном режиме работы линии в точке повреждения между проводником и землей присутствует фазное напряжение  $U_\phi$ . Путем приложения дополнительного напряжения величиной  $-U_\phi$  достигается нулевое результирующее напряжение в данной точке, что эквивалентно созданию металлической связи между проводом и землей. Под воздействием приложенного напряжения  $-U_\phi$  возникает ток замыкания на землю, который протекает через землю и распределяется по трем параллельным ветвям, проходя через емкости всех проводов относительно земли. Этот ток возвращается к точке заземления – как напрямую по аварийному проводу, так и через обмотки трансформатора по двум другим проводам.

Емкостные характеристики всех фаз могут быть представлены в виде эквивалентной емкости  $C_{эж}$  [3]. Однако емкость между фазой и землей зависит от множества факторов, и ее точное определение представляет собой сложную задачу [4]. В связи с этим возникает необходимость установления зависимостей емкостных параметров воздушных линий электропередачи от климатических условий окружающей среды и особенностей местного рельефа.

Уставка срабатывания защиты от ОЗЗ напрямую связана с величиной емкостного тока линии. Последний рассчитывается по формуле:

$$I_c = 3U_\phi \omega C_0 \cdot 10^{-3} \quad (1)$$

где  $U_\phi$  – номинальное напряжение на фазном проводе, В;  $\omega$  – угловая частота сети, рад/с;  $C_0$  – удельная суммарная емкость линии относительно земли, Ф/м.

Известна классическая формула для погонной емкости уединенного провода над идеально плоской землей:

$$C_0 = \frac{2\pi\epsilon\epsilon_0}{\ln\left(\frac{4h}{d_{np} \cdot 10^{-3}}\right)} \quad (2)$$

где  $\epsilon$  – относительная диэлектрическая проницаемость воздуха ( $\epsilon = 1$ );  $\epsilon_0$  – диэлектрическая постоянная ( $\epsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12}$  Ф/м).

Согласно расчету по выражению (2) удельная емкость составит 6,746 пФ/м. Тем не менее данное значение в определенной мере можно считать ориентировочным ввиду объективного наличия большого количества факторов, не учитываемых при вычислениях по стандартной формуле. Проанализируем влияние некоторых из них на снижение погрешности расчета емкости провода относительно земли. Традиционные устройства защиты с фиксированными уставками не могут учитывать эти динамические изменения параметров, что приводит к либо ложным срабатываниям, либо отказам в работе при необходимости. Современные микропроцессорные терминалы предлагают более точные возможности настройки, но все еще требуют передовых алгоритмов для адаптации к изменениям окружающей среды в реальном времени.

Именно параметр  $C_0$  традиционно считающийся постоянным, на самом деле подвержен значительным колебаниям. Как показали наши исследования, его величина зависит от целого ряда факторов геосреды. Во-первых, это провисание проводов, обусловленное температурными деформациями и механическими нагрузками. Провисание изменяет среднюю высоту подвеса провода над землей. Для учета этого эффекта нами использовалась концепция эквивалентной высоты подвеса. Этот параметр представляет собой высоту, на которой должен находиться непровисающий провод, чтобы его емкость относительно земли была равна емкости реального провисающего провода.

$$h_{эжв} = h \cdot e^{-0.67 \frac{f}{h}} \quad (3)$$

где  $f$  – стрела провеса, м (рис. 2).

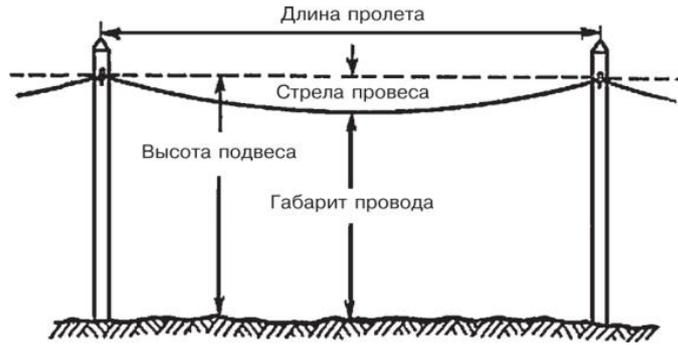


Рис. 2. Кривая провисания провода и характеристики пролета ВЛ

Расчет по этой формуле для провода АС-50/8 в труднодоступной местности показал, что неучет провисания приводит к погрешности в определении емкости в 3,685 %.

Во-вторых, существенное влияние оказывает рельеф местности. Даже на равнинной территории перепады высот вдоль трассы ВЛ могут достигать 2–3 метров. Для анализа этого фактора была применена методика интегрирования погонной емкости с учетом функций описания рельефа  $g(x)$  и кривой провисания провода  $\gamma(x, \Gamma)$ :

$$C_{0\text{рельеф}}(\Gamma) = \frac{L \int_0^L \frac{2\pi\epsilon\epsilon_0}{\ln\left(\frac{4(\gamma(x, \Gamma) - g(x))}{d_{np}}\right)} dx}{L} \quad (4)$$

где  $\gamma(x, \Gamma)$  – функция, описывающая кривую провисания провода и зависящая в том числе от габарита провода до земли, изменяющегося вследствие нагрева/охлаждения провода, гололедообразования и т. д.;  $g(x)$  – функция, описывающая продольный профиль рельефа местности.

Считая, что местность, по которой проходит трасса линии, равнинная с очень небольшими перепадами высот относительно горизонтали (до 2,5 м/100 м), можем задать функцию  $g(x)$  следующего вида:

$$g(x) = \begin{cases} 0 \text{ if } (x \geq 0) \cdot (x < 0.1L) \\ -0.7 \text{ if } (x \geq 0.1L) \cdot (x < 0.2L) \\ -1.2 \text{ if } (x \geq 0.2L) \cdot (x < 0.3L) \\ -1.8 \text{ if } (x \geq 0.3L) \cdot (x < 0.4L) \\ -2.5 \text{ if } (x \geq 0.4L) \cdot (x < 0.8L) \\ -2.1 \text{ if } (x \geq 0.8L) \cdot (x < 0.95L) \\ -1.5 \text{ if } (x \geq 0.95L) \cdot (x \leq L) \end{cases} \quad (5)$$

Кривая провисания провода описывается, как это известно из [5], уравнением цепной линии, которое с достаточным для наших целей приближением может быть заменено параболическим выражением вида  $\gamma(x, \Gamma) = ax^2 + bx + c$ , причем, считая, что точка экстремума провисания несколько смещена от середины и удалена от начала пролета на дистанцию  $0,55L$ , коэффициенты параболы  $a, b, c$ , проходящей таким образом через 3 точки  $x_1[0; h+g(0)], x_2[0,55L; \Gamma+g(0,55L)], x_3[L; h+g(L)]$ , могут быть найдены решением следующей системы линейных (решаемых относительно параметров  $a, b, c$ ) уравнений:

$$\begin{cases} \gamma_1 = ax_1^2 + bx_1 + c \\ \gamma_2 = ax_2^2 + bx_2 + c \\ \gamma_3 = ax_3^2 + bx_3 + c \end{cases} \quad (6)$$

Для решения данной системы уравнений матричным методом составим матрицу и вектор свободных членов:

$$A = \begin{bmatrix} 0^2 & 0 & 1 \\ (0.55L)^2 & 0.55L & 1 \\ L^2 & L & 1 \end{bmatrix}; Y(\Gamma) = \begin{pmatrix} h + g(0) \\ \Gamma + g(0.55L) \\ h + g(L) \end{pmatrix}; \quad (7)$$

После чего вычислим искомый вектор коэффициентов  $K(\Gamma) = A^{-1} \cdot Y(\Gamma)$ , причем,  $a(\Gamma) = K_1(\Gamma), b(\Gamma) = K_2(\Gamma), c(\Gamma) = K_3(\Gamma)$ .

Выполнив перечисленные операции, и определим тем самым функцию кривой провисания  $\gamma(x, \Gamma)$  (рис. 3).

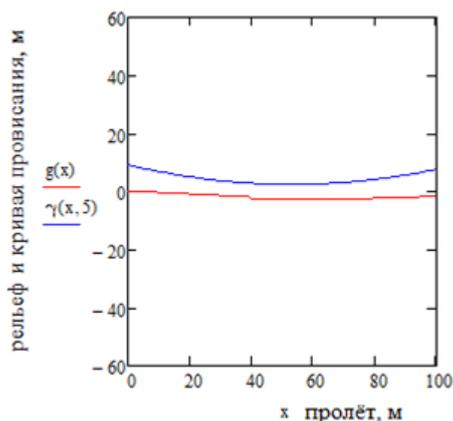


Рис. 3. Рельеф (красная линия) и кривая провисания провода при  $\Gamma = 5$  м (синяя линия)

Результаты моделирования показали, что совместный учет провисания и рельефа может увеличить погрешность расчета емкости до 5–7 % по сравнению с учетом только провисания (рис. 4).

Особого внимания заслуживает влияние гидрометеоров. Наличие вблизи трассы ВЛ водных объектов, оврагов, заполненных снегом или водой (рис. 5), кардинально меняет диэлектрические свойства окружающей среды.

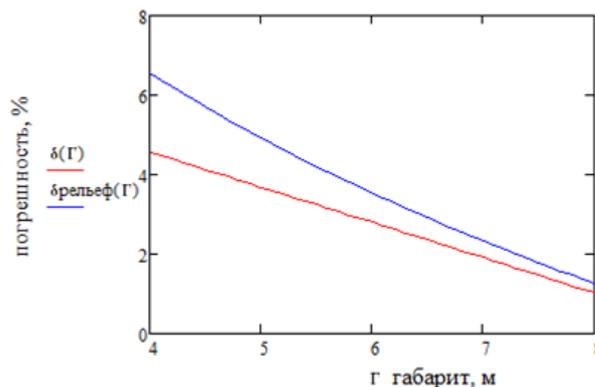


Рис. 4. Изменение погрешности при учете провисания (красная линия) и учете провисания и рельефа местности (синяя линия)

Как отмечено в работе [6], диэлектрическая проницаемость воды  $\epsilon$  на промышленной частоте 50 Гц достигает 81–100, что на порядки превышает  $\epsilon$  воздуха. Наше моделирование в программном комплексе *Elcut* (рис. 6) для случая пересечения линии оврага, заполненного снегом, показало увеличение погонной емкости с 6,746 пФ/м до 7,431 пФ/м, что соответствует погрешности 9,212 % при игнорировании данного фактора.

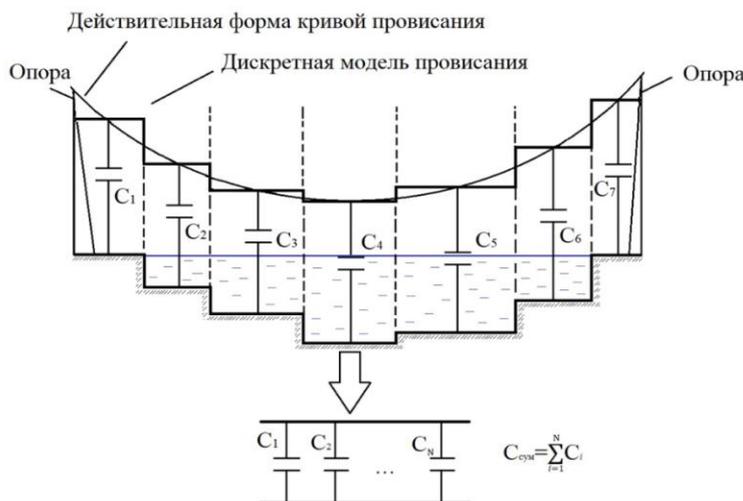


Рис. 5. К расчету емкости провода, проходящего через овраг, наполненный до краев снегом/водой/льдом/прочими смесями с водой

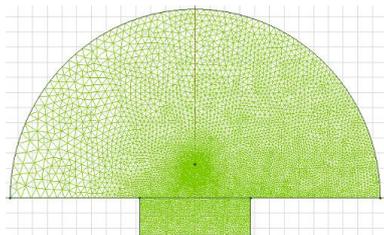


Рис. 6. Геометрическая модель задачи по расчету в *Elcut* емкости провода на каждом  $i$ -м участке оврага с нанесенной сеткой конечных элементов

Еще одним значимым фактором является гололедообразование. Формирование гололедной муфты на проводе эквивалентно созданию дополнительного диэлектрического слоя. Согласно нашему анализу, появление отложений толщиной всего 5 мм приводит к погрешности расчета емкости, превышающей 20 % (рис. 7).

Этот эффект необходимо учитывать совместно с увеличивающимся из-за веса льда провисанием провода.

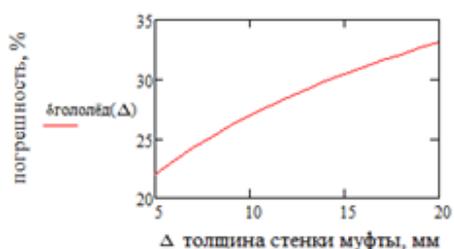


Рис. 7. Увеличение погрешности расчета емкости при нарастании гололедной муфты вокруг провода

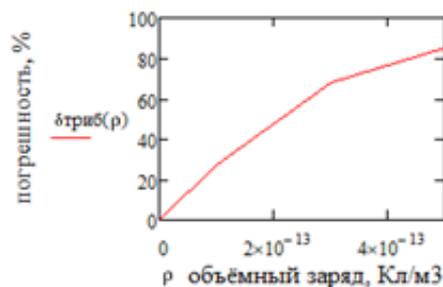


Рис. 8. Увеличение погрешности расчета емкости при увеличении объемного заряда в воздушном промежутке вокруг провода

Наконец, был исследован трибоэлектрический эффект, возникающий при снежных метелях и песчаных бурях (рис. 8 и 9).

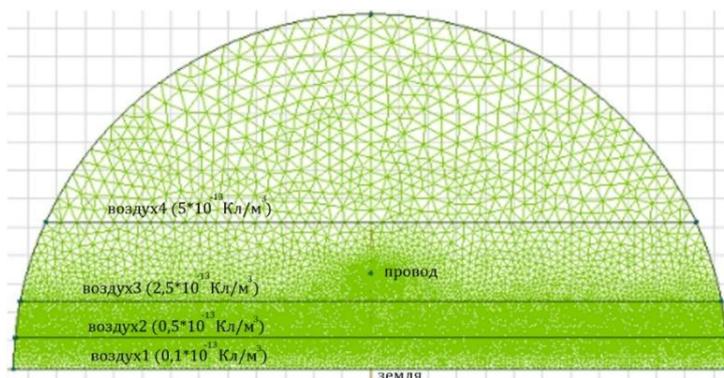


Рис. 9. Геометрическая модель задачи в Elcut: зонирование воздушного промежутка вокруг провода по степени наэлектризованности

Трение частиц снега или песка приводит к накоплению объемного заряда в воздушном промежутке вокруг проводов. Моделирование в Elcut с заданием объемной плотности заряда  $\rho$  показало, что данное явление может вносить наибольшую погрешность – до 79 % при неравномерном распределении заряда в пространстве.

В работе [7] также подтверждается значительный вклад трибоэлектрических явлений в искажение электрического поля вокруг высоковольтных объектов.

Таким образом, традиционный расчет уставки защиты от ОЗЗ, основанный на предположении о постоянстве емкости  $C_0$  не отражает реальной картины и может привести к некорректной работе релейной защиты (РЗ).

Для верификации выявленных зависимостей и разработки компенсирующих механизмов был применен комплекс методов. Количественная оценка влияния факторов геосреды проводилась с помощью аналитических расчетов и численного моделирования в среде Elcut. Для факторов, поддающихся параметризации (провисание, рельеф), использовались аналитические зависимости. Для сложных случаев (ов-

раг, лес, гололед) применялся метод конечных элементов, позволяющий с высокой точностью рассчитать результирующую емкость сложной электростатической системы.

Ключевым элементом работы стало создание адаптивной системы РЗ. В ее основе лежит цифровая тень защищаемого участка сети. Цифровая тень – это виртуальная модель, параметры которой актуализируются в реальном времени на основе данных от датчиков, установленных на ВЛ (температура провода, вес гололедных отложений, уровень снега/воды, объемный заряд воздуха и др.). Как отмечается в обзоре [8], использование цифровых двойников и теней является одним из наиболее перспективных направлений развития интеллектуальной электроэнергетики.

Для оперативного пересчета уставок на основе актуальных параметров сети была разработана информационно-измерительная система управления уставкой релейной защиты с искусственной нейронной сетью (ИНС). Выбор ИНС обусловлен ее способностью аппроксимировать сложные нелинейные многопараметрические функции, коей является зависимость тока КЗ от

отклонений параметров линии. Использовался многослойный персептрон с архитектурой 16-8-1 (16 входных параметров, 8 нейронов в скрытом слое, 1 выход – ток КЗ). Обучение сети проводилось на выборке данных, сгенерированной при помощи цифровой тени в Matlab Simulink, путем многократной эмуляции режима КЗ при различных состояниях внешней среды. Процесс обучения и структура ИНС представлены на рис. 10 и в таблице.

Проведенное исследование демонстрирует, что параметры геосреды оказывают существенное и зачастую недооцененное влияние на емкостные характеристики воздушных ЛЭП. Установлено, что погрешность задания емкости линии при игнорировании этих факторов может достигать 70–80 % в экстремальных условиях, что делает невозможной корректную настройку традиционной релейной защиты.

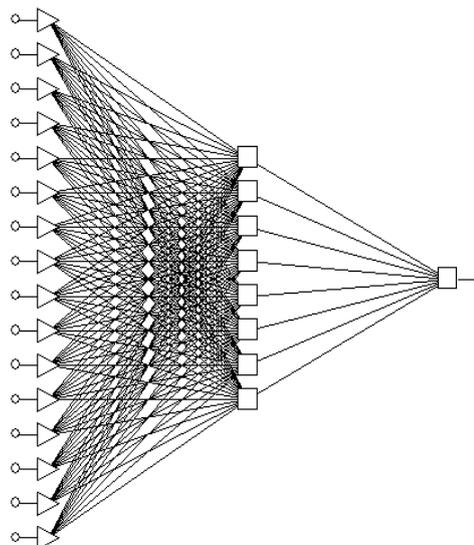


Рис. 10. Многослойный персептрон (MLP) для аппроксимации функции двухфазного КЗ с замыканием на землю в конце линии

#### Три примера из обучающей выборки нейронной сети

Параметр	Значение		
	Вход		
$\delta R1, \%$	4,93	13,49	8,41
$\delta R2, \%$	2,07	7,76	18,80
$\delta R3, \%$	12,84	13,33	14,94
$\delta L11, \%$	2,75	8,64	21,39
$\delta L10, \%$	1,65	14,07	12,45
$\delta L21, \%$	9,79	13,77	12,64
$\delta L20, \%$	8,40	12,42	15,32
$\delta L31, \%$	6,43	16,11	14,09
$\delta L30, \%$	7,25	14,31	5,09
$\delta C11, \%$	2,71	17,07	6,51
$\delta C10, \%$	11,20	13,64	17,95
$\delta C21, \%$	12,49	18,67	16,21
$\delta C20, \%$	13,16	15,92	10,70
$\delta C31, \%$	4,85	15,02	13,29
$\delta C30, \%$	2,35	9,73	19,34
$\delta \text{Нагр}, \%$	11,88	9,59	7,65
	Выход		
Икз, А	1482	1414	1407

Предложенное решение в виде информационно-измерительной системы управления уставкой релейной защиты, основанной на цифровой тени сети и нейросетевых алгоритмах, позволяет динамически корректировать уставки срабатывания. Это обеспечивает повышение чувствительности, селективности и, как след-

ствие, общей надежности и бесперебойности электроснабжения.

Дальнейшие исследования планируется направить на оптимизацию архитектуры нейронной сети и разработку более эффективных алгоритмов обучения с использованием данных натуральных экспериментов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Дорофеев, А. О.* Повышение пропускной способности воздушных линий электропередач / А. О. Дорофеев, Т. Р. Вагапов // Современные научные исследования и инновации. 2018. № 1 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <https://web.snauka.ru/issues/2018/01/85351> (дата обращения: 12.09.2025 г.).
2. *Шилин, А. А.* Интеллектуальная система релейной защиты электрической сети 6–10 кВ с реализацией автоматической коррекции уставки срабатывания / А. А. Шилин, С. С. Дементьев, П. В. Дикарев // Проблемы энергетики региональной. – 2023. – Т. 3(59). – С. 17–24.
3. *Шабад, М. А.* Защита от однофазных замыканий на землю в сетях 6-35 кВ / М. А. Шабад. – М.: НТФ «Энерго-прогресс», 2007. – 64 с.
4. *Шилин, А. Н.* Переходные процессы в электро-энергетических системах : учеб. пособие / А. Н. Шилин, С. С. Дементьев, П. В. Дикарев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2020. – 96 с.
5. *Кесельман, Л. М.* Основы механики воздушных линий электропередачи [Текст] / Л. М. Кесельман. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 352 с.
6. Диэлектрические свойства воды и льда [Электронный ресурс] // Способы очистки и свойства воды. – Режим доступа: [https://www.o8ode.ru/article/krie/Dielectric\\_properties\\_of\\_water\\_and\\_ice](https://www.o8ode.ru/article/krie/Dielectric_properties_of_water_and_ice). – (Дата обращения: 12.09.2025 г.).
7. Zhang, H. and Zhou, Y.-H.: Effects of 3D electric field on saltation during dust storms: an observational and numerical study, *Atmos. Chem. Phys.*, 20, 14801–14820, <https://doi.org/10.5194/acp-20-14801-2020>, 2020.
8. *Mehirgui, N., Quadar, N., Kraiem, H., & Lakhssassi, A.* (2024). The Applications and Challenges of Digital Twin Technology in Smart Grids: A Comprehensive Review. *Applied Sciences*, 14(23), 10933. <https://doi.org/10.3390/app142310933>.

УДК 629.35-592.53

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-54-67

*М. П. Малиновский<sup>1,2</sup>, Е. С. Смолко<sup>1,2</sup>*

**ИНТЕГРАЛЬНЫЙ ТОРМОЗНОЙ КРАН КАК СРЕДСТВО УМЕНЬШЕНИЯ  
ОСТАНОВОЧНОГО ПУТИ ПРИ ОТКАЗЕ РАБОЧИХ КОНТУРОВ**

<sup>1</sup> **Московский автомобильно-дорожный государственный  
технический университет (МАДИ), Москва, Россия**

<sup>2</sup> **ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия**

ntbmadi@gmail.com, evgeny.smolko@nami.ru

Автор, ответственный за переписку:

Михаил Павлович Малиновский, ntbmadi@gmail.com

Отказ пневматического тормозного привода за полтора века его существования многократно приводил к катастрофам с разрушительными последствиями и многочисленными жертвами, сначала на железнодорожном, а затем и на автомобильном транспорте. Несмотря на функциональную сложность, нацеленную на повышение надежности привода, подобные инциденты продолжают происходить до сих пор. Авторы детально проанализировали причины и механизм развития наиболее известных катастроф и пришли к выводу, что во всех без исключения случаях имел место также человеческий фактор. Предложены некоторые технические решения, направленные на исправление сложившейся ситуации.

*Ключевые слова:* пневматический тормозной привод, автомобильный транспорт, железнодорожный транспорт, концевой кран, человеческий фактор, комбинированный орган управления тормозами, функциональная безопасность

*M. P. Malinovsky<sup>1,2</sup>, E. S. Smolko<sup>1,2</sup>*

**INTEGRAL BRAKE VALVE AS MEANS OF REDUCING STOPPING  
DISTANCE IN CASE OF ALL SERVICE CIRCUITS FAILURE**

<sup>1</sup> **Moscow automobile and road construction state  
technical university (MADI), Moscow, Russia**

<sup>2</sup> **Federal State Unitary Enterprise “Central Scientific Research Automobile  
and Automotive Engines Institute” (FSUE “NAMI”), Moscow, Russia**

Over the century and a half of its existence, failure of pneumatic brake systems has repeatedly led to devastating accidents and numerous casualties, first in rail and then in road transport. Despite the functional sophistication aimed at increasing the reliability of the system, such incidents continue to occur. The authors conducted a detailed analysis of the causes and mechanisms of the most well-known accidents and concluded that human error was present in all cases without exception. Several technical solutions aimed at rectifying this situation are proposed.

*Keywords:* pneumatic brake drive, automobile transport, railway transport, end crane, human factor, combined brake control, functional safety

В XIX веке на железнодорожных вагонах использовались ручные тормоза, которые по сигнальному свистку машиниста приводились в действие кондукторами, бегавшими между вагонами по узким мостикам. Профессия кондукторов была чрезвычайно опасной и нередко приводила к их гибели. Кроме того, чтобы ос-

тановить многотонный состав, требовалось значительное время, и при малейшей заминке происходила авария. Свидетелем одного из таких происшествий в 1866 г., перед которым два машиниста не смогли своевременно остановить поезда, стал Джордж Вестингауз (George Westinghouse, 06.10.1846–12.03.1914), будущий

президент Американского общества инженеров-механиков. Вдохновленный идеей сокращения потерь времени в пути, он начал продумывать возможные варианты модернизации тормозной системы поезда и вскоре сконструировал пневматический тормозной привод (ПТП), компрессор которого приводился от давления пара [1]. Ранние конструкции Вестингауза имели прямой принцип действия, то есть тормоза срабатывали при повышении давления сжатого воздуха. Первый патент US88929A от 13.04.1869 содержал однопроводный ПТП прямого действия. Конструкция имела два основных недостатка. Во-первых, время срабатывания существенно увеличивалось от локомотива к последнему вагону. Во-вторых, при обрыве сцепки состояние тормозов не менялось, поэтому, если тормоза не были активированы на момент обрыва, автоматическое торможение не происходило у задних вагонов. Тем не менее, в 1869 г. Вестингауз продемонстрировал новое приспособление на пассажирском поезде и основал компанию Westinghouse Air Brake Company (WABCO).

В патенте US124404A (от 05.03.1872) был представлен первый двухпроводный ПТП с питающей (ПМ) и управляющей (УМ) магистралями, а также автоматическим торможением при обрыве. Патент US124405A (05.03.1872) содержал двухпроводный ПТП с взаимозаменяемыми магистралями и автоматическим торможением из вспомогательного ресивера. Конструкция была усовершенствована в патенте US134177A (24.12.1872). В патенте US144006A (28.10.1873) были показаны новые варианты схем: двухпроводный ПТП с ПМ и УМ обратного действия, а также трехпроводный ПТП с двумя УМ прямого действия и ПМ обратного. Патент US134408A (31.12.1872) содержал трехпроводный ПТП с двумя взаимозаменяемыми УМ и одной вакуумной магистралью. В дальнейшем Вестингауз заметил, что при утечках или разрывах в шланговых соединениях поезд становился неуправляемым, и в 1876 г. запатентовал однопроводный ПТП обратного действия (US180179A от 25.07.1876), в котором тормозные цилиндры срабатывали при снижении давления в магистрали, поэтому при ее повреждении состав также автоматически затормаживался.

На современных локомотивах обычно используется трехпроводная схема, предусматривающая питательную магистраль (ПМ), тор-

мозную магистраль (ТМ) прямого действия и магистраль вспомогательного тормоза (МВТ), в то время как вагоны соединены по однопроводной схеме обратного действия [2]. Естественно, что ПТП предъявляет особые требования к квалификации обслуживающего персонала и оператора (то есть машиниста или водителя), особенно на железной дороге, так как органы управления ПТП локомотива сложнее, чем у грузового автопоезда. Повышенная структурная и функциональная сложность ПТП [3] обусловлена повышением его надежности [4]. ПТП вкупе с человеческим фактором, проявлением которого могут быть как элементарные ошибки, так и преступная халатность, регулярно приводят к трагическим событиям, как на железнодорожном [5], так и автомобильном транспорте [6], причем не только в нашей стране, но и за рубежом. Как правило, к катастрофе приводит цепь взаимосвязанных событий, и особенно печально, когда к ней приводит внезапный технический отказ, а последовательное нарушение инструкций. Примеров тому множество.

**22.10.1895, Париж, вокзал Монпарнас.** В 8:45 из города Гранвиля отправился в Париж пассажирский поезд № 56, состоявший из паровоза, трех багажных, почтового и 8 пассажирских вагонов, в которых ехали 131 человек. Время прибытия на Западный вокзал (ныне – Монпарнас) по расписанию составляло 15:55, однако поезд **опаздывал**. За 10 минут до прибытия машинист не применил тормоза на уклоне по инструкции. Начальник поезда попытался применить экстренное торможение, однако машинист получил предписание не использовать тормоза Вестингауза и **отключил** их. За две минуты до прибытия машинист применил вспомогательный и ручной тормоза, но тормозного пути не хватило. В 16 часов паровоз на скорости 40 км/ч выбил путевой упор, проехал перрон длиной около 30 м, выбил переднюю стену вокзала толщиной 60 см и с высоты 10 м упал на улицу де Ренн, при этом пассажирские вагоны остались на перроне. Ранения получили паровозная бригада, два пассажира и пожарный. Погибла продавщица газет, на киоск которой упала стена.

**12.12.1917, Сен-Мишель-де-Морьен, Франция.** Воинский эшелон № 612, состоявший из паровоза, двух багажных и 15 четырехосных пассажирских вагонов итальянского производства [7] с деревянными кузовами, следовал из

Италии, чтобы доставить в город Шамбери на рождественские каникулы солдат, участвовавших в битве при Капоретто. Пройдя Мон-Сенинский туннель, соединяющий Италию и Францию, эшелон прибыл в Модан, где к составу прицепили еще два двухосных пассажирских вагона. Стоянка составила час, и большинство офицеров пересели на экспресс Модан–Париж. Таким образом, число пассажиров официально достигло 982, хотя фактически солдат было еще больше. Масса поезда составляла 526 т при длине 350 м. Вести такой состав должны два паровоза, однако второй реквизиrowали для поезда с боеприпасами. Пневматическими тормозами были оборудованы только первые три вагона, остальные – лишь ручными, по которым распределили семь кондукторов (двое из них погибнут). Адьютант, бывший машинистом поезда, хорошо знал предстоящий участок и сначала отказался вести перегруженный состав, однако **под угрозой трибунала** со стороны командира в чине капитана был вынужден согласиться. В 23:15 поезд № 612 отправился в сторону станции Кюло. От Модана (1040 м над уровнем моря) к Сен-Мишель-де-Морьену (710 м) шел спуск **33 %**. Сначала машинисту удавалось контролировать скорость, но после Френе уклон увеличивался, и вскоре стрелка скоростемера достигла максимальной отметки 135 км/ч. К концу спуска скорость начала снижаться, но за 1300 м до Сен-Мишель-де-Морьена после пересечения реки Арк следовал крутой изгиб, в котором допускалась скорость не более 40 км/ч. Поезд № 612 вошел в этот поворот на скорости 102 км/ч, в результате произошел обрыв сцепки между тендером и первым вагоном. Машинист, увлеченный попытками снизить скорость, не заметил этого и остановил паровоз лишь через 12 км в Сен-Жан-де-Морьен. Первый вагон сошел с рельсов, в него начали врезаться остальные. Пламя свечей для освещения перекинулось на деревянные конструкции и вызвало пожар, который продолжался около суток. По разным оценкам в крушении погибло от 700 до 800 человек.

**07.08.1987, станция Каменская, Ростовская обл.** В 0:55 со станции Лихая отправился пассажирский поезд № 335 Ростов-на-Дону – Москва, состоящий из электровоза и 15 вагонов, а следом в 1:02 – товарный поезд № 2035, сформированный на станции Армавир в составе трехсекционного локомотива ВЛ80с-887/842 и 55 вагонов с зерном общей массой более

5,5 тыс. т. Перепад высот на этом участке длиной 24 км составляет 200 м, то есть в среднем **8 %**. В те годы по рекомендации сотрудников ВНИИЖТ с грузовых вагонов убрали подвески соединительных рукавов, а концевые краны повернули на 60°. При движении из-за вибраций ручки срезали крепящие их шпильки и отделились от корпуса кранов. По прибытии на станцию Лихая у первого вагона поезда № 2035 не оказалось ручки **концевого крана**. Помощнику машиниста при отцепке локомотива пришлось в нарушение инструкции перекрыть концевые краны между 1-м и 2-м вагонами, не забыв оповестить по парковой сети о выполненном действии [8]. Перед отправкой поезда № 2035 бригада осмотрщиков на станции Лихая не заметила, что **концевой кран** между 1-м и 2-м вагонами перекрыт. С места поезд двинулся с трудом, однако машинист впервые вел тяжеловесный поезд и посчитал, что это нормально. При пробе тормозов в условленном месте тормозной путь составил около 700 м вместо 300 по нормативам, однако мер к экстренной остановке машинист не принял. Через 8 км начался затяжной спуск в долину реки Северский Донец. Машинист применил несколько ступеней служебного торможения, но скорость возрастала. За 10 км до станции Каменская машинист доложил диспетчеру о приближении с неисправными тормозами на большой скорости. Все пути на станции были заняты различными составами, в том числе с опасными грузами, и блокировка стрелок не позволяла подготовить другой маршрут. Диспетчер принял решение пропустить поезд № 335 без остановки, но не мог связаться с локомотивной бригадой, так как помощник машиниста держал нажатой тангенту микрофона. Машинист дождался разрешающего сигнала на входном светофоре, и в 1:28 состав прибыл на 5-й путь станции Каменская. Помощник машиниста вышел из кабины, выложив из рук микрофон, благодаря чему диспетчер связался с машинистом и приказал немедленно отправляться. В 1:29 поезд № 335 тронулся, однако проводник вагона № 10 сорвал стоп-кран согласно должностной инструкции с целью произвести должным образом посадку пассажиров. В 1:30 на станцию Каменская на скорости около 140 км/ч (вместо 25 км/ч) влетел грузовой поезд № 2035. На стрелочном переводе в 1:31 произошел разрыв автосцепки между 1-м и 2-м вагонами. Второй вагон сошел с рельсов, а остальные налетели

друг на друга, накренившись на левый борт, образовали завал, что спасло пассажирский поезд от полного уничтожения. Электровоз с одним вагоном-зерновозом суммарной массой 288 т проследовал на 5-й путь и через 464 м в 1:32 догнал поезд № 335, полностью разрушив вагоны № 15 и № 14, а № 13 – наполовину. Мгновенно погибли 106 человек (в последних двух вагонах выжили только девять). Позже при ликвидации последствий смертельный удар током получил электромонтер. Ранеными оказались 114 человек.

#### **27.06.1988, Париж, Лионский вокзал.**

В вечерний час пик пригородный поезд № 153944, состоящий из восьми вагонов (сдвоенный Z 5300), следовал в Париж из города Мелен, что расположен у северной окраины леса Фонтенбло в 45 км от столицы. При проезде станции Вер-де-Мезон в 18:36 молодая женщина во втором вагоне сорвала стоп-кран, что привело к остановке поезда. Для снятия блокировки тормозов необходимо повернуть специальную рукоятку на переднем торце второго вагона. Пытаясь дотянуться до нее, машинист оперся на ручку **концевого крана** и, сам того не заметив, повернул его. Вернувшись в кабину, машинист обнаружил, что тормоза на семи вагонах из восьми по-прежнему заблокированы. Решив, что причиной является воздушная пробка, он с помощью кондуктора вручную выпустил воздух из тормозных цилиндров на каждом вагоне, после чего вернулся в кабину и в 19:02 отправил поезд. Опаздание составляло уже 26 минут, и в спешке машинист не заметил некорректное показание манометра тормозной магистрали. Ввиду **опаздания**, поездной диспетчер дал команду машинисту проехать платформу Мезон-Альфор без остановки и следовать сразу до конечной станции – Лионского вокзала. Около 19:06 машинист задействовал тормоза для снижения скорости до разрешенных на подъезде к вокзалу 60 км/ч. В этот момент он осознал, что на следующем со скоростью 96 км/ч поезде практически не работают тормоза, а до вокзала остается чуть больше двух километров. Тогда он отправил кондуктора включить в одном из вагонов ручной тормоз. Электровоз Z 5300 оснащен реостатными тормозами, однако если использовать их совместно с пневматическими, это может привести к заклиниванию колес. Либо машинист решил не рисковать, либо в стрессе забыл о них. В 19:07 машинист доложил диспетчеру

о неисправности тормозов, но забыл назвать номер поезда. Несмотря на малый тормозной эффект, скорость поезда снизилась до 45 км/ч, когда 300-тонный поезд достиг крутого спуска **43 %**, ведущего к подземным платформам, и начал вновь разгоняться. Машинист повторно сообщил диспетчеру об отказе тормозов и снова забыл назвать себя. Затем по внутренней связи дал команду пассажирам перейти в хвост поезда и сам покинул кабину, в панике нажав кнопку тревоги, чем усугубил ситуацию. По всем поездным рациям начал поступать сигнал в виде зуммера, обязывающий машинистов остановить свои поезда. Эфир заполнился шквалом вызовов, и диспетчер не мог связаться с машинистами четырех прибывающих поездов, чтобы выяснить, в каком из них неисправность. Работники вокзала, согласно инструкции, отключили систему подготовки рельсовых переводов, поэтому перевести неуправляемый поезд на пустой путь было невозможно, и тот проследовал на 2-й путь вокзала, где готовился к отправлению заполненный пассажирами электропоезд Z 5300 № 15339. Из-за переполненного эфира диспетчер не смог связаться с его машинистом, чтобы передать предупреждение об опасности. В 19:10 кондуктор неуправляемого поезда нашел ручной тормоз, но время было упущено. В этот момент машинист поезда № 15339 увидел появившийся из темноты тоннеля состав, несущийся прямо на него. Несмотря на неминуемую гибель, он схватил микрофон и по внутренней связи в течение 15 секунд приказывал пассажирам покинуть вагоны – вплоть до момента, когда в его кабину на скорости 70 км/ч врезался головной вагон поезда № 153944. В стоящем поезде и на платформе рядом с ним погибло 56 человек, включая машиниста, было ранено 57 [9]. Находившиеся в неуправляемом поезде отделались царапинами, успев перейти в задние вагоны.

**19.08.1992, перевал Мурурин, Забайкальский край.** Перегон Новая Чара – Хани считается одним из самых сложных на Байкало-Амурской магистрали (БАМ) в плане (с кривыми радиусом до 300 м) и по профилю. Перевал Мурурин на 1820-м км – самая высокая точка на российских железных дорогах (1323 м над уровнем моря), а уклон от него составляет **18 %** на протяжении 32 км в четном направлении (на восток) и 42 км – в нечетном (на запад). Данный участок БАМ находится в зоне вечной мерзлоты, где регулярно происходит просадка

горной породы и рельсовой нити, которую фиксируют путеизмерительным поездом. В тот день путейцы зафиксировали просадку на 1850-м км, однако ремонт отложили до следующего утра, а на участке лишь установили временное ограничение 40 км/ч (вместо 25 км/ч). На тепловозе ЗТЭ10М, соединенном из трех секций по системе многих единиц тяги (СМЕТ), был неисправен электромагнитный клапан отпуска тормозов средней секции, что приводило к повышенному износу тормозных колодок. Многочисленные заявки машиниста на ремонт игнорировались. У тепловоза были пропущены сроки планового текущего ремонта (ТР), однако подвижного состава после развала СССР не хватало, и начальник депо «Новая Чара» **заставил** машиниста совершить еще одну поездку. Машинист принял тепловоз перед рейсом, несмотря на большое провисание автосцепок между секциями тепловоза, но ему все же удалось добиться команды на исправление проблем с тормозами. Электрик знал, что тепловозу предстоит плановый ТР, где устранят все неисправности, и вместо замены клапана зафиксировал его в открытом положении, а концы электрической цепи заизолировал, чтобы отключить сигнализацию о неисправности, при этом в журнале вместо указания об отключении тормозов средней секции записал, что все исправно. Пока средняя секция локомотива находилась в сцепке, проблема не проявлялась. На перегон со станции Новая Чара был отправлен пассажирский поезд Тынды–Тайшет, следом за ним – грузовой состав с ГСМ, ведомый неисправным ЗТЭ10М. В месте просадки на 1850-м км при скорости 40 км/ч произошел саморасцеп между второй и третьей секциями тепловоза. Тормозная система на грузовых вагонах с третьей секцией сработала на обрыв и остановила состав. Первые две секции массой 276 т начали неконтролируемый спуск, так как из-за нарушения герметичности тормозной магистрали и открытого клапана отпуска ни мощности компрессора, ни запаса в ресиверах для торможения не хватало. Вскоре скорость тепловоза превысила 130 км/ч, и он стремительно догонял пассажирский поезд. Помощник машиниста затянул ручные тормоза на обеих секциях, но, хотя стояночный тормоз надежно удерживает состав на уклоне до **30 %**, для остановки разгоняющегося под уклон локомотива его не хватало. Чтобы восстановить герметичность магистрали, помощник машиниста вылез

на автосцепку и пытался ногой перекрыть **концевой кран**, но вибрации не позволяли этого сделать. Машинист доложил диспетчеру станции Хани об отказе тормозов, и благодаря ее высокому профессионализму, железным нервам и четким действиям удалось избежать трагедии, ведь на станции находились два товарных состава с маркировкой «Опасный груз», один из которых перевозил сотни тонн промышленной взрывчатки класса 1ВМ. За 5 минут, оставшихся до подъезда неуправляемого тепловоза к станции, она дала команду машинисту пассажирского поезда увеличить скорость (что тот и сделал, несмотря на ограничение 60 км/ч), а машинисту маневрового тепловоза – немедленно освободить 2-й главный путь на проход. Перед станцией Хани профиль переходит в подъем **7...9 %** на длине несколько километров, благодаря чему скорость тепловоза снизилась до 107 км/ч. Едва пассажирский поезд заехал на 6-й боковой путь, мимо станции Хани, чудом удержавшись на стрелочном съезде (при допустимой скорости 25 км/ч), проследовали две секции ЗТЭ10М на подготовленный однопутный перегон по станции Вельбеткан. Далее уклон уменьшался, скорость начала снижаться, помощнику машиниста удалось дотянуться до концевого крана, и через несколько километров машинист смог затормозить. Впоследствии на локомотивах внедрили блокировочный клапан для автоторможения при саморасцепе секций [10].

**11.08.2011, Ерал, Челябинская область.** Грузовой поезд № 2707 полной массой 6 тыс. т и длиной 1 км был сформирован на станции Кемчуг (Красноярский край) из двух электровозов ВЛ10-336 и ВЛ10У-184, объединенных по СМЕТ, и 67 вагонов с углем. Ранее в составе поезда № 2961 на станции Мурсалимкино (Башкортостан) при столкновении с крупным рогатым скотом (быком) на ведущей секции ВЛ10-336 был поврежден передний **концевой кран** тормозной магистрали. Машинист заменил его из технической аптечки ВЛ10У-184 и продолжил движение, запросив у поездного диспетчера ремонт ввиду отсутствия рукава на запасном кране. В 16:11 поезд прибыл на станцию Кропачево (Челябинская обл.), но работники вагонного хозяйства его не встретили. Локомотивная бригада перекрыла **концевые краны** между электровозами, поставила на ВЛ10У-184 кран машиниста усл. № 394 в положение II, а комбинированный кран блокировочного устройства

усл. № 367 – в поездное положение, переведя управление на ведомый локомотив. Затем была произведена замена концевого крана и соединительного рукава. После ремонта производилась смена локомотивной бригады, при этом сдающая бригада не открыла концевые краны между электровозами, не перевела кран усл. № 394 в положение VI, а кран усл. № 367 – в положение «Двойная тяга», то есть не привела приборы на втором электровозе в положение для работы

по СМЕТ. Принимающая бригада, в свою очередь, не проверила состояние концевых кранов между электровозами и положение кранов в рабочих и нерабочих кабинах. В 16:34 осмотрщики вагонов фиктивно провели сокращенное опробование тормозов, не проверив срабатывание воздухораспределителей по двум хвостовым вагонам [11], о чем в 16:44 выдали машинисту справку, и в 16:47 поезд отправился с перекрытой тормозной магистралью (рис. 1).



Рис. 1. Состояние ПТП поезда № 2707 (источник: gudok.ru)

В 16:56 на 1778-м км при скорости 65 км/ч машинист произвел пробу тормозов и не получил должного эффекта, но не выполнил немедленного экстренного торможения согласно инструкции. Через 21 с при скорости 70 км/ч машинист применил вторую ступень торможения со снижением давления до 3,3 кгс/см<sup>2</sup> в уравнительном резервуаре, а еще через 15 с на 1777-м км при скорости 73 км/ч применил экстренное торможение с разрядкой до нуля, однако на спуске **10 ‰** поезд № 2707 продолжил разгоняться и в 17:03 на 1766-м км перегона Ерал–Симская на скорости 136 км/ч догнал грузовой поезд № 1933, машинист которого, почувствовав толчок, остановил состав служебным торможением. В результате три хвостовых вагона поезда № 1933 сошли с рельсов, а грузовой состав № 2707 превратился в груды металла высотой с 4-этажный дом. Шансов выжить у локомотивной бригады не было. Во избежание подобных ситуаций были предложены технические решения, такие как способ контроля состояния концевых кранов [12], система дистанционного контроля состояния тормозов поезда [13].

Сложно отрицать большую роль бюрократизированной и насквозь коррумпированной монополии ОАО «РЖД» в произошедшем. Однако трагедия, случившаяся через два года, показала, что свободный рынок на железной дороге отнюдь не гарантирует безопасность.

**06.07.2013, г. Лак-Мегантик, Квебек, Канада.** В отличие от России и многих европейских стран, в Канаде железные дороги распределены среди частных компаний. В 2012 году

крупная логистическая компания «World Fuel Services» для доставки сырой нефти заключила контракт с железнодорожной корпорацией «Canadian Pacific Railway», которая использовала несколько субподрядчиков, включая компанию «Montreal, Maine and Atlantic Railway» (ММА), владевшую сетью железнодорожных дорог. Утром 5 июля на станции Кот-Сен-Люк был сформирован поезд с индексом ММА 2 длиной 1433 м и массой 10287 т, состоящий из 5 тепловозов, вагона управления «VB», вагона прикрытия и 72 цистерн типа DOT-111A с нефтью. Канадское правительство давно требовало заменить устаревшие DOT-111A на новые цистерны с большей толщиной стенки. Головной дизель-электровоз GE C30-7 № 5017 в октябре 2012 года проходил внеплановый ремонт двигателя. ММА была заинтересована в его скорейшем восстановлении при максимальной **экономии**. Уже через девять месяцев в турбокомпрессор двигателя начало проникать масло. На станции Фарнем была произведена смена машиниста (транспортные регуляторы США и Канады допускали практику управления без помощника, чем пользовались компании, заинтересованные в **экономии**). Около 23:00 ММА 2 прибыл в город Нант и вынужденно остановился на главном пути, не оснащенном сбрасывающим башмаком для предотвращения самопроизвольного движения состава, так как боковой, оборудованный таким устройством, был занят под отстой пустых вагонов для местной фабрики. Машинист заглушил четыре локомотива, но оставил работающим головной тепловоз № 5017 для поддержания давления в ПТП,

после чего задействовал ручные тормоза на семи вагонах, хотя требовалось от 17 до 26. Затем он связался с диспетчером и сообщил о неполадках с дизелем. Решение проблемы отложили до утра, и машинист на такси уехал в гостиницу, расположенную в городе Лак-Мегантик. Скопившееся в турбокомпрессоре масло воспламенилось. В 23:50 огонь заметили местные жители и вызвали пожарных, которые по инструкции заглушили работающий двигатель. Станция Нант расположена на уклоне 12 ‰. В 0:56 давление в тормозных цилиндрах снизилось, ММА 2 самопроизвольно начал движение к расположенному в 11 км западнее Лак-Мегантику и в 1:14, разогнавшись до 105 км/ч, что втрое превышало допустимые 35 км/ч, достиг крутого поворота рядом с переездом через главную улицу города. 64 вагона из 79 сошли с рельсов. Сталкиваясь друг с другом, цистерны начали взрываться. Около 6 тыс. т горячей нефти вылилось наружу, разрушив более 30 зданий и проникнув в ливневую канализацию. Погибли 42 местных жителя, еще пять пропали без вести. Расследование установило 18 причин, которые в совокупности привели к трагедии.

**18.12.2024, станция Княжая, Мурманская область.** Грузовой поезд № 2013 полной массой 6493 т, состоящий из электровоза ЗЭС5К-855 и 69 вагонов, вынуждено остановился на 1113-м км перегона Княжая – Ковда в 14:40 с подъемом 17 ‰ вследствие излома токоприемника на задней секции локомотива. Остановив поезд с разрядкой тормозной магистрали на величину 1,1 кгс/см<sup>2</sup>, машинист отпустил тормоза путем постановки крана машиниста усл. № 395 в I положение с последующим переводом во II поездное положение, а кран вспомогательного тормоза – в крайнее VI положение с созданием в тормозных цилиндрах локомотива давления 4,1 кгс/см<sup>2</sup>. В 14:43 из-за неработающих компрессоров началось снижение давления в тормозной магистрали и уравнительном резервуаре, в 14:51 – также в тормозных цилиндрах. В 14:55 машинист доложил поездному диспетчеру о месте остановки и изломе токоприемника. В 15:18 запись на кассете регистрации прекратилась при давлении 1,7 кгс/см<sup>2</sup>. В 15:55 поездной диспетчер дала указание машинисту о закреплении состава, в 15:56 дежурный по станции Княжая продублировал его. В 15:56 машинист доложил о закреплении поезда восемью тормозными башмаками,

а в 16:02 – о закреплении пятью тормозными башмаками. По нормативу на уклоне 17 ‰ с данным весом необходимо уложить не менее 36 тормозных башмаков, а при наличии на локомотиве 30 башмаков – дополнительно привести в действие 16 ручных тормозов. В 16:08 машинист сообщил дежурному о том, что поезд самопроизвольно пришел в движение задним ходом. В 16:09 пассажирский поезд № 11 сообщением Санкт Петербург – Мурманск, ведомый электровозом ЭП1-188, с 321 пассажиром и 27 работниками поездной бригады прибыл на станцию Княжая. В 16:12 на расстоянии 1826,7 м от места остановки на стрелочном переводе произошло столкновение хвостовой части поезда № 2013 с 10-м вагоном поезда № 11, в результате сошли с рельсов три хвостовых вагона поезда № 11 и 14 хвостовых вагонов поезда № 2013. От полученных травм скончались 2 пассажира, ранено 60 человек [14].

Многочисленные катастрофы на железной дороге показывают, что ПТП особенно опасен вкуче с человеческим фактором, в том числе **организационного** характера, и даже наличие автоматизированных систем не спасает от разгильдяйства машинистов, диспетчеров, работников вагонного хозяйства и путевой службы, не говоря уже о руководящем составе различного уровня. Схемы железнодорожного ПТП с некоторыми изменениями получили в XX веке применение на грузовых автопоездах – вместе с присущими им проблемами [15]. Доля ДТП вследствие технической неисправности относительно невелика, однако их часто характеризуют особо тяжелые последствия (ОТП), при этом 50 % из них составляют отказы тормозной системы [16]. Статистика аварийности показывает, что, несмотря на существенное снижение общего числа ДТП и погибших, доля ДТП с ОТП не уменьшается (табл. 1).

Хотя доля ДТП с ОТП составляет всего 0,1 %, на них приходится 0,7 % всех раненных и 2,27 % всех погибших. Если отношение раненных и погибших к общему числу ДТП составляет 1,26 и 0,13, то для ДТП с ОТП эти показатели равны 8,61 и 2,87.

Авария автобуса или тяжелого грузовика, как правило, чревата ОТП и общественным резонансом, который, впрочем, еще не означает, что органы власти примут меры в сфере перевозок и контроля за автотранспортными предприятиями.

Таблица 1

## Статистика ДТП с особо тяжелыми последствиями

Год	Общая аварийность			Особо тяжкие		
	ДТП	Погибло	Ранено	ДТП	Погибло	Ранено
2004	208558	34506	251386	153	616	856
2005	223342	33957	274864	197	757	1360
2006	229140	32724	285362	246	876	1752
2007	233809	33308	292206	210	764	1386
2008	218322	29936	270883	173	603	1140
2009	203618	27659	255484	170	547	1417
2010	199431	26567	250635	180	607	1291
2011	199868	27953	251848	189	623	1475
2012	203597	27991	258618	210	586	1720
2013	204068	27025	258437	188	532	1653
2014	199720	26963	251785	208	611	1746
2015	184000	23114	231197	228	623	2098
2016	173694	20308	221140	193	469	1730
2017	169432	19088	215374	223	552	2352
2018	168099	18214	214853	236	567	2198
2019	164358	16981	210877	201	416	2243
2020	145073	16152	183040	124	316	1111
2021	133331	14874	167856	128	306	1253
2022	126705	14172	159635	122	258	1258
2023	132466	14504	166500	143	346	1248
2024	132037	14403	164754	140	319	1553
2025 (I-III кв.)	94868	10084	117719	93	214	920

**20.06.2012, Юрюзань, Челябинская область.** В 21:43 (в 19:43 по Москве) на 1644-м км трассы М5 «Урал» около города Юрюзань у автопоезда «Volvo» на затяжном спуске отказали тормоза. Дорога на этом участке двухрядная и имеет крутые откосы с обеих сторон. Водитель 1981 года рождения попытался протиснуться по осевой, выехал на полосу встречного движения и на огромной скорости протаранил легковые автомобили «Kia Jess» и ВАЗ-2106, микроавтобус «Газель», автопоезд «Scania», а затем врезался в попутный КамАЗ, водитель которого услышал предупреждение по радиации и притормозил у обочины, чтобы пропустить неуправляемый автопоезд. От удара прицеп КамАЗа отлетел в кювет, а тягач перевернулся набок поперек дороги. Несколько автомобилей загорелись. В ДТП погибли 61-летний водитель «Kia Jess» и 58-летний пассажир «Газели», еще девять человек получили различные травмы, троих из них пришлось госпитализировать. Водитель «Volvo» скрылся с места происшествия,

но уже на следующее утро был задержан сотрудниками полиции в лесу недалеко от трассы. Несмотря на Федеральные целевые программы (ФЦП) по безопасности дорожного движения, никаких организационных выводов сделано так и не было.

**16.06.2020, р. Сильга.** Спустя восемь лет, в 13:09, в том же Катав-Ивановском районе (на 1649-м км трассы М5 «Урал») на мосту через реку Сильга произошла еще одна катастрофа. 36-летний водитель загруженного 15 т щебня самосвала «Shacman» с отказавшими тормозами не сумел снизить скорость перед сужением на мосту из-за ремонтных работ и протаранил притормозившие попутные легковые автомобили «Лада Гранта», «Audi Q7», «Renault Sandero», ВАЗ-2114 и грузовик «Hino». Водитель в последний момент мог отвернуть в карман справа, но не сделал этого. На месте погибла семейная пара – водитель и пассажир автомобиля «Лада Гранта», который оказался первым на пути неуправляемого самосвала.

Обитатели остальных автомобилей остались живы чудом. Самосвал «Shacman» принадлежал занимавшемуся эксплуатацией дорог ООО «Город», которое отвечало за предрейсовые осмотры, техническое обслуживание и ремонт. Водитель работал на этой машине около трех месяцев. 16 июня он явился на работу, прошел медосмотр, получил путевку с отметкой механика, что машина исправна, отвез мусор в Сатку и обратно в Катав-Ивановск загрузился щебнем. На затяжном уклоне под Юрюзанью, по утверждению водителя, он спускался на горном тормозе и притормаживал. После половины спуска горный тормоз перестал работать. Тогда он задействовал рабочую тормозную систему (РТС), стояночную тормозную систему (СТС), тормозил двигателем (видимо, ретардером), но сжатый воздух закончился, а сцепление и коробка передач также оснащены пневматическим приводом, поэтому переключиться на пониженную передачу не удалось (что странно, ведь дополнительное оборудование подключено к отдельному ресиверу). У водителя в стрессовой ситуации началась паника. По его словам, либо произошла утечка воздуха, либо отказал компрессор. Отвернуть он не решился, сославшись на Правила дорожного движения (ПДД), которые якобы запрещают уйти с полосы. Невразумительные объяснения еще раз подтвердили необходимость более глубокого обучения водителей [17]. Так, главная ошибка, объединяющая катастрофы на станции Каменская, перегоне Ерал–Симская и мосту через р. Сильга, заключалась в расходе сжатого воздуха на несколько служебных торможений вместо немедленной экстренной остановки. Кроме того, возможно, требования к ЗТС следует ужесточить? Достаточно ли 30 % от эффективности РТС?

**13.07.2013, Ознобишино, Новая Москва, Новотроицкий округ.** Самое страшное, когда на пути грузовика оказывается автобус. В 12.54 на пульт МЧС поступило сообщение, что в селе Ознобишино на перекрестке Калужского шоссе и второстепенной дороги, ведущей из поселка Щапово, перегруженный щебнем самосвал КамАЗ-65115 с отказавшими тормозами, которым управлял 46-летний гражданин Армении с водительским стажем более 20 лет, разогнавшись на крутом спуске до 70 км/ч, при попытке совершить левый поворот опрокинулся на правый борт и протаранил заднюю часть рейсового автобуса ЛиАЗ, следовавшего с 64 пассажирами по маршруту № 1033 из города Подольск в по-

селок Жохово. От удара заднюю часть кузова автобуса оторвало, а находившиеся в нем пассажиры оказались заживо погребены тоннами щебня, высыпавшимися из кузова самосвала в салон. 14 человек погибли на месте, еще 4 скончались позже в больницах. Большинство из них были задавлены грудой камней и задохнулись. Более 30 пассажиров, получив тяжелейшие сочетанные и сдавленные травмы, переломы, ушибы и сотрясения мозга, были госпитализированы (из них 16 в тяжелом состоянии). Водитель самосвала выпрыгнул из разрушенной кабины, не получив серьезных травм. В ходе следствия выяснилось, что на момент столкновения он был трезв, но только за предыдущий год девять раз привлекался к административному взысканию за нарушение ПДД, в том числе за выезд на встречную полосу движения и пересечение железнодорожного переезда на запрещающий сигнал светофора. Вопрос об учете и заочном лишении прав водителей, систематически нарушающих ПДД, поднимался неоднократно, но в данном случае это не помогло бы: водитель работал по армянскому удостоверению! Самосвал принадлежал ООО «Стройавтосервис», в апреле 2013 года был снят с регистрации, эксплуатировался с транзитными номерами и надлежащим образом не обслуживался. Статья 266 УК РФ «Недоброкачественный ремонт транспортных средств и выпуск их в эксплуатацию с техническими неисправностями» предусматривает до семи лет тюрьмы (как и за совершение ДТП), только вряд ли кто-то из юристов вспомнит, когда она применялась на практике.

При обучении машинистов на железной дороге и метрополитене имитируют различные отказы, в том числе тормозной системы, тем не менее регулярно происходят аварии. При получении категории Е ничего подобного не практикуется. Углубленной подготовкой водителей в Германии с 1996 года занималось грузовое отделение «Daimler Mercedes», в России с 2017 года – совместное предприятие «Даймлер КамАЗ Рус» и Международный институт техники, технологий и управления (МИТТУ). В настоящее время тренинги проводит ООО «Инновационный центр (ИЦ) «КамАЗ» в Сколково. ПТП считается достаточно надежным, ведь есть несколько контуров, в том числе запасная тормозная система (ЗТС). Почему же происходят подобные ДТП? Дело в том, что ЗТС – это всегда **человеческий фактор!** Водитель не успевает ее активизировать из-за неопытности или

нехватки времени. Изучение обстоятельств катастрофы в Ознобишино показало, что водитель самосвала не пытался активизировать ручной тормоз, и данная проблема носит общий характер.

Руководитель группы повышения водительского мастерства ИЦ «КамАЗ» О. В. Терехин подтвердил, что, по опыту подготовки, только один из десяти водителей в экстренной ситуа-

ции вспоминает про ЗТС, при этом время реакции возрастает минимум до трех секунд. В качестве технического решения данной проблемы авторами предложен интегральный тормозной кран (ИТК) с дополнительной секцией в двух вариантах исполнения. Пока запас сжатого воздуха в ресиверах РТС является достаточным, две основные секции ИТК осуществляют торможение в обычном режиме.

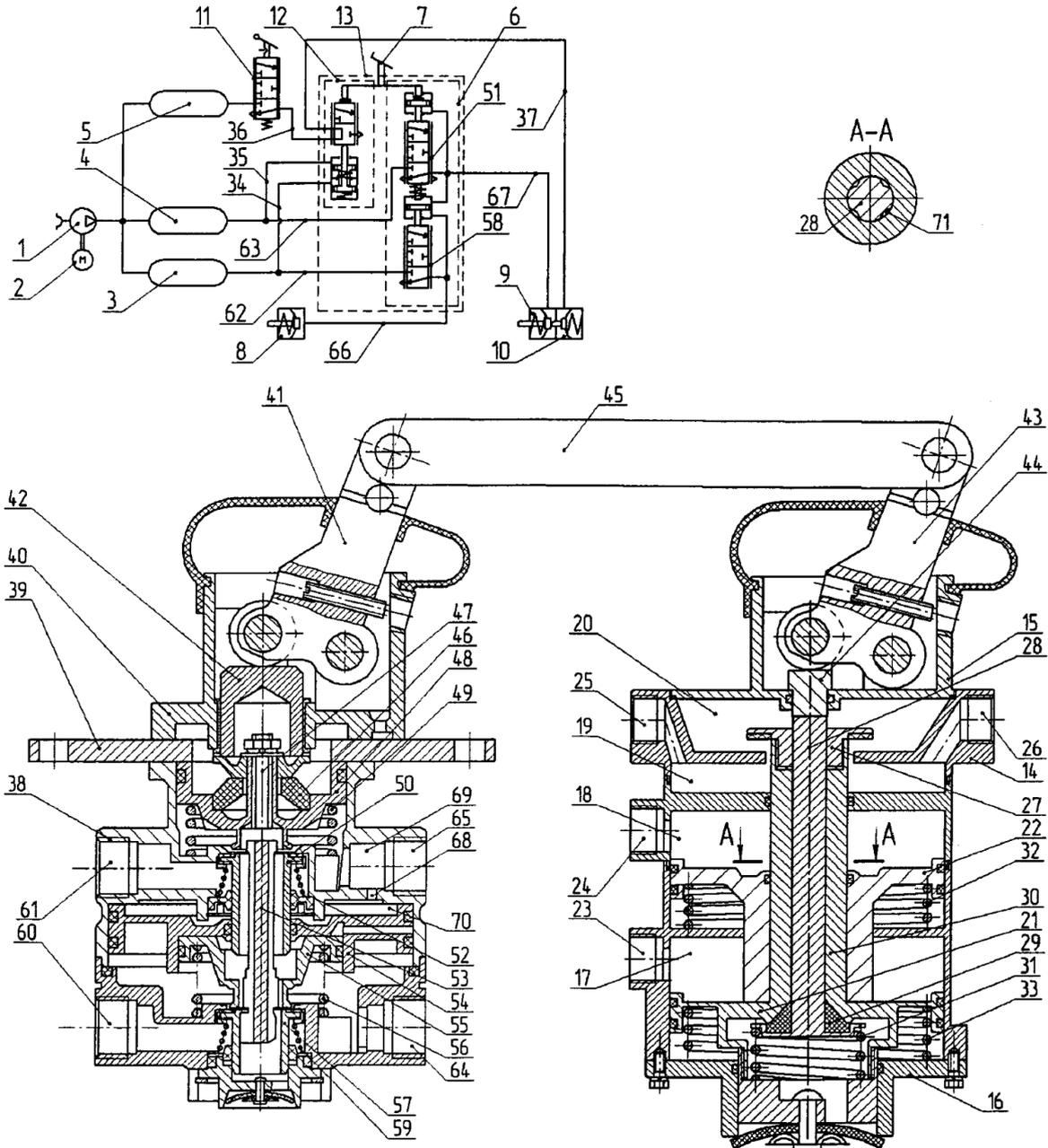


Рис. 2. Интегральный тормозной кран с параллельной дополнительной секцией:

1 – компрессор; 2 – двигатель; 3, 4, 5 – ресивер; 6 – основной двухсекционный тормозной кран; 7 – педаль тормоза; 8, 9 – тормозные камеры; 10 – пружинные энергоаккумуляторы; 11 – кран стояночного тормоза; 12 – третья секция; 13 – интегральный тормозной кран; 14, 38 – корпус; 15, 16, 39, 40 – крышка; 17, 18, 19, 20, 69, 70 – полость; 21, 22 – управляющий поршень; 23, 24, 25, 26, 60, 61, 64, 65 – отверстие; 27 – перепускной клапан; 28 – атмосферный клапан; 29 – резиновое седло; 30, 53 – полый шток; 31, 32, 33, 49, 52, 56, 59 – пружина; 34, 35, 36, 37, 62, 63, 66, 67 – трубопровод; 41, 43 – рычаг; 42, 44 – толкатель; 45 – серьга; 46 – резиновая втулка; 47 – упорный болт; 48, 55 – следящий поршень; 50, 57 – клапан; 51 – верхняя секция; 54 – поршень; 58 – нижняя секция; 68 – внутреннее отверстие; 71 – проточки

На рис. 2 изображен ИТК с **параллельной** дополнительной секцией [18]. В исходном состоянии, пока педаль отпущена и ресиверы разряжены, управляющие поршни 21 и 22 третьей секции ИТК 13 под действием пружин 32 и 33 находятся в крайнем верхнем положении, резиновое седло 29 атмосферного клапана 28 прижато к подвижному седлу в нижнем управляющем поршне 21 пружиной 31. По мере заполнения ресиверов 3 и 4 повышается давление на входных отверстиях 23 и 24 и в полостях 17 и 18 над управляющими поршнями 21 и 22 третьей секции ИТК. Когда сила от давления воздуха превышает усилие пружин 32 и 33, управляющие поршни 21 и 22 смещаются вниз, седло перепускного клапана 27 садится на неподвижное седло в корпусе 14, полость 19, соединяющая отверстия 25 и 26, изолируется от вспомогательной полости 20, а толкатель 44 и атмосферный клапан 28 опускаются. Рычаг 43 при повороте не передает усилие на толкатель 44, и ИТК не влияет на работу СТС тягача.

В ходе эксплуатации возможны случаи повреждения переднего и/или заднего контура РТС, например, при возникновении утечек в соединениях трубопроводов, а также при отказе компрессора.

Управляющие поршни 21 и 22 третьей секции ИТК работают независимо друг от друга. При падении давления воздуха в ресивере 4 заднего контура РТС давление падает также на входном отверстии 24 и в полости 18 над верхним управляющим поршнем 22, который смещается вверх под действием пружины 32. Перепускной клапан 27 по-прежнему закрыт, так как нижний управляющий поршень 21 остается внизу.

При падении давления в ресивере 3 переднего контура РТС давление падает также на входе 23 и в полости 17 над нижним управляющим поршнем 21. Однако сила от давления сжатого воздуха в полости 18 над верхним управляющим поршнем 22 превышает суммарное усилие пружин 31 и 32, управляющие поршни 21 и 22 остаются внизу, перепускной клапан 27 по-прежнему закрыт.

Если давление сжатого воздуха в ресиверах 3 и 4 одновременно упало ниже допустимого предела, управляющие поршни 21 и 22 под действием пружин 32 и 33 соответственно возвращаются в крайнее верхнее положение, при этом седло перепускного клапана 27 отрывается от неподвижного седла в корпусе 14. Атмосферный клапан 28 перемещается вверх, однако

его резиновое седло 29 остается прижатым к подвижному седлу в нижнем управляющем поршне 21 пружиной 31. Вместе с атмосферным клапаном 28 поднимается вверх также толкатель 44 до упора в ролик рычага 43.

При нажатии на педаль 7 усилие от рычага 41 через серьгу 45 передается на рычаг 43, который поворачивается и роликом перемещает толкатель 44 вниз. Нижний управляющий поршень 21 остается сверху под действием пружины 33, поэтому атмосферный клапан 28 при воздействии на него толкателя 44 перемещается вниз, преодолевая усилие пружины 31, и резиновое седло 29 отрывается от подвижного седла в нижнем управляющем поршне 21. Воздух из пружинных энергоаккумуляторов 10 через отверстие 26, открытый перепускной клапан 27 и проточки 71 выходит в атмосферу. Осуществляется торможение СТС, при этом водителю не требуется задействовать ручную стояночный кран 11.

На рис. 3 показан ИТК с **последовательной** дополнительной секцией [19]. В исходном состоянии верхний следящий поршень 31 основного двухсекционного тормозного крана 6 под действием пружины 32 и нижний следящий поршень 38 под действием пружины 39 занимают крайнее верхнее положение. Седла клапанов 33 и 40 изготовлены как одно целое с поршнями 31 и 38 соответственно, поэтому клапаны 33 и 40 открыты, тормозные камеры 8, 9 через соответствующие выходные отверстия 49, 50 и проточки в штоке 36 соединены с атмосферой через полый шток 18 в управляющем поршне 17.

Когда клапаны 33 и 40 прижаты под действием пружин 35 и 42 к неподвижным седлам, расположенным в корпусе 24, то входные отверстия 46 и 45 разобщены с выходными отверстиями 49 и 50 соответственно. Управляющий поршень 17 в дополнительной секции 12 под действием пружины 23 находится сверху и закрывает выходные отверстия 56.

Если давление сжатого воздуха в ресиверах 3 и 4 одновременно снизилось ниже допустимого предела, усилие от рычага 27 через упорный болт 30 передается на шток 36, который передает усилие на полый шток 18. Прижатый к корпусу 14 посредством пружины 23, установленной на фланце 22, полый шток 18 опускает управляющий поршень 17, и сжатый воздух из пружинных энергоаккумуляторов 10 через отверстия 56 и 57 выходит в атмосферу. Осуществляется торможение СТС, при этом не требуется активизировать ручную стояночный

кран 11. Полный шток 18 воздействует на концевой выключатель 58, от которого поступает

сигнал на пульт управления об аварийном срабатывании СТС.

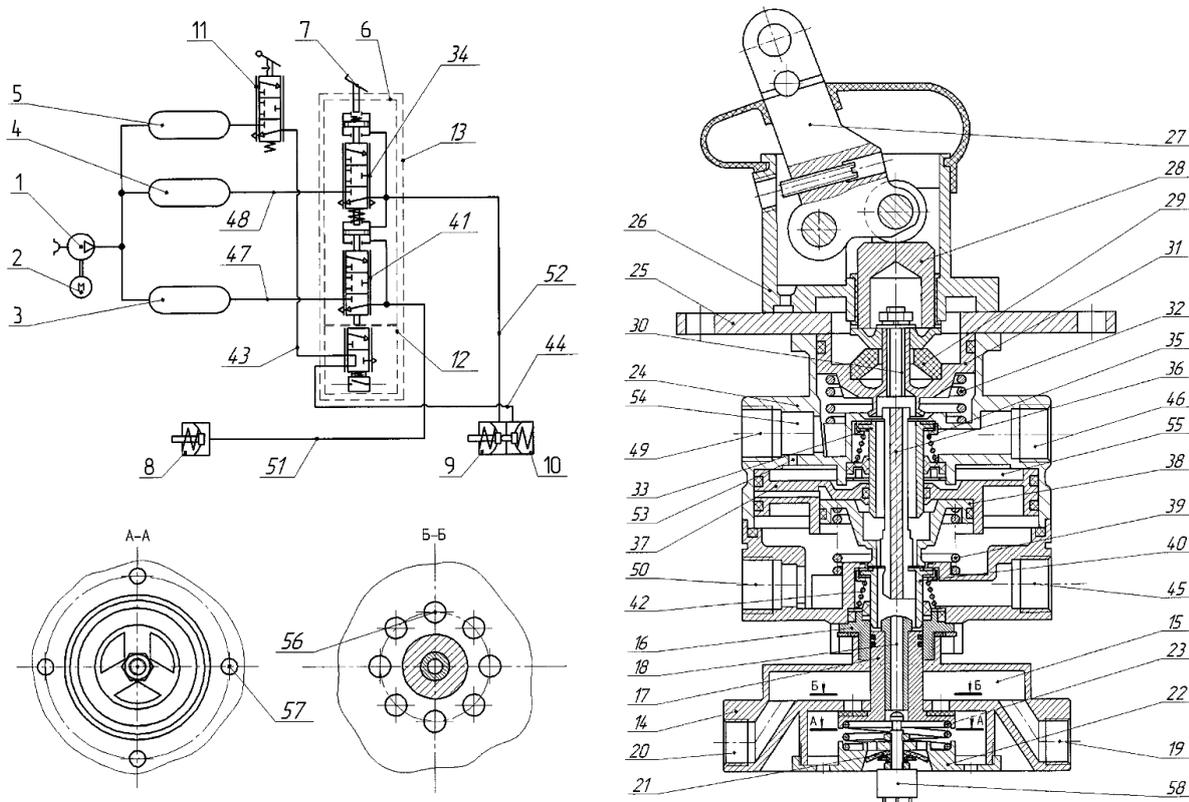


Рис. 3. Интегральный тормозной кран с последовательной дополнительной секцией:

1...13 – см. рис. 2; 14, 24 – корпус; 15, 54, 55 – полость; 16 – втулка; 17 – управляющий поршень; 18 – полный шток; 19, 20, 45, 46, 49, 50 – отверстие; 21 – атмосферный клапан; 22 – фланец; 23, 32, 35, 39, 42 – пружина; 25, 26 – крышка; 27 – рычаг; 28 – толкатель; 29 – резиновая втулка; 30 – упорный болт; 31, 38 – следающий поршень; 33, 40 – клапан; 34 – верхняя секция; 36 – шток с проточками; 37 – большой поршень; 41 – нижняя секция; 43, 44, 47, 48, 51, 52 – трубопровод; 53, 56, 57 – внутреннее отверстие; 58 – концевой выключатель

Таким образом, ИТК с дополнительной секцией позволяет сократить остановочный путь при экстренном торможении в случае падения давления в ресиверах обоих контуров РТС ниже допустимого предела путем исключения активизации ручного крана за счет совмещения органа управления РТС и контура СТС, что допускается Правилами № 13 ЕЭК ООН (п. 5.2.1.2) при условии выполнения ряда требований. Достоинством первого варианта ИТК является возможность установки с серийным тормозным краном без изменения его конструкции, зато второй вариант более компактен.

Дальнейшим развитием данной идеи представляется полноценный ступенчатый тормозной контроллер, в котором производится автоматическое замещение неисправных контуров управления запасными средствами. В табл. 2 показана возможная диаграмма режимов ступенчатого тормозного контроллера для активного автопоезда [20–22], где #1 – электродинамическое (рекуперативное) торможение; #2 – срабатыва-

ние электропневматического тормозного привода (ЭТП) от датчика хода штока; #3 – при отказе электрической УМ срабатывание пневматической УМ (как обычный тормозной кран); #4 – при отказе обоих контуров РТС производится однократная активизация СТС, выполняющей функцию ЗТС; #5 – включение электромагнитного торможения (позволяет продолжить движение на малой скорости, а остановка осуществляется за счет жесткой магнитной рекуперации); #6 – сброс воздуха из ПМ для автоторможения прицепа (или при отсутствии моторколес, как на магистральном автопоезде). Можно реализовать активизацию аварийного контура или ЗТС прицепа (режим #7), но потребуются третья секция крана. Необходимо обеспечить сигнализацию о срабатывании аварийных ступеней, при этом требуется, как минимум, два ключа: первый отключает цепь при активизации СТС, второй замыкается при нажатии педали до упора, чтобы сигнализировать об аварийном режиме (например, кнопкой под пятой педалью).

Таблица 2

Диаграмма режимов ступенчатого тормозного контроллера

d	Условия	#1	#2	#3	#4	#5	#6
0...0,1g	Спуск	•					
0...0,3g	Службное	•					
0,3...0,5g	Остановка		•				
0,5g...0,7g	Экстренное	•	•				
	Отказ	X	X	•			
	Отказ	X	X	X	•	•	
	Отказ	X	X	X	X	X	•

Примечание: X – отказ контура.

Приведенная схема применима для любой системы управления верхнего уровня [23], в том числе при наличии электромеханических тормозных механизмов [24–25], так как позволяет решить ряд проблем, связанных с их функциональной безопасностью [26–29].

Актуальной остается проблема остановки автомобильных и железнодорожных поездов при истощении ПТП. Один из путей решения данной проблемы заключается в **преобразовании кинетической энергии движения в тормозное усилие**. По аналогии с электродинамическим торможением на базе генераторного режима тяговых электродвигателей, при отказе традиционной тормозной системы можно активизировать пневмодинамический тормоз с приводом от колес, по сути являющийся инерционным (рекуперативным) компрессором. Во-первых, его включение создаст искусственное сопротивление на колесах. Во-вторых, через некоторое время давление в ресиверах достигнет уровня, достаточного для осуществления торможения. Правда, потребуется большой коэффициент усиления, что можно осуществить за счет передаточного числа рычажного механизма. Активизация может быть как автоматической (при падении давления в тормозной магистрали), так и дистанционной (посредством механического привода или электромагнитных клапанов).

Неоднократные попытки внедрить ИТК за прошедшие пять лет оказались тщетными, так как законодательная система очень инертна, особенно, в сфере стандартизации, а коммерческие интересы руководства автомобильных заводов расходятся с интересами общества в сфере повышения безопасности, то есть мешает **организационный** человеческий фактор. Крупнейший отечественный производитель грузовых автомобилей отвечал либо глухим мол-

чанием, либо нелепыми отговорками: очевидно, отсутствует мотивация разбираться в данном решении. Правящие элиты в последние годы решают диаметрально противоположные задачи и, наконец, перестали лицемерить, свернув ФЦП по безопасности дорожного движения. Впрочем, с позиции социологии [30] все логично: регулятор заинтересован в максимизации налогов и штрафов, бизнес – в выживании на рынке, а безопасность нужна только пользователям – водителям, пассажирам, пешеходам. Кстати, и водителям – не всем [31]. Поэтому резонансные ДТП с ОТП продолжают происходить, и самое ужасное, что невинными жертвами становятся пассажиры, не являющиеся активными участниками движения и не способные повлиять на ход катастрофы.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Малиновский, М. П.* Динамический расчет контура пневматической антиблокировочной системы / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2025. – № 2(81). – С. 20–33. – EDN SZCFZG.
2. *Афонин, Г. С.* Устройство и эксплуатация тормозного оборудования подвижного состава: учебник для образовательных учреждений начального профессионального образования / Г. С. Афонин, В. Н. Барценков, Н. В. Кондратьев. – 3-е изд., стер. – М.: Академия, 2007. – (Начальное профессиональное образование. Железнодорожный транспорт). – ISBN 978-5-7695-4363-0. – EDN QNUHIP.
3. *Malinovsky, M. P.* Comparison of brake drives with different energy carriers in terms of mass, cost and gain factor / M. P. Malinovsky, A. K. Chikina // Science Journal of Transportation. – 2024. – No. 2(18). – P. 57–68. – EDN IQYTAS.
4. *Малиновский, М. П.* Сравнительный анализ тормозных систем / М. П. Малиновский, А. К. Чикина // Автомобильная промышленность. – 2025. – № 1. – С. 16–21. – EDN GENNAE.
5. *Глушко, М. И.* Роль человеческого фактора в условиях нарушения безопасности движения / М. И. Глушко,

Е. В. Федоров // Инновационный транспорт. – 2014. – № 2(12). – С. 31–34. – EDN SBNZBV.

6. *Malinovsky, M. P.* Scientometric analysis of the human factor concept in transport / M. P. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2025. – No. 1(21). – P. 47–63. – EDN CYPVDN.

7. Повышение скорости движения поездов в Италии // Железные дороги мира. – 2017. – № 12. – С. 17–23. – EDN ZVFOYF.

8. *Глушко, М. И.* Можно ли было избежать крушения? И снова... тормоза / М. И. Глушко // Локомотив. – 2011. – № 10(658). – С. 14–15. – EDN OFWKLR.

9. *Магдич, И. А.* Анализ санитарных и безвозвратных потерь в зависимости от характера и условий чрезвычайных ситуаций на железной дороге / И. А. Магдич, В. П. Петров, А. О. Пятибрат // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2019. – № 1. – С. 72–80. – DOI 10.25016/2541-7487-2019-0-1-72-80. – EDN POWYUE.

10. *Лисица, С. А.* Расчет весовой нормы участков обслуживания тепловозом 3ТЭ25К 2М станция Волочаевка-2 до станции Советская Гавань. Блокировочный клапан / С. А. Лисица, Ю. В. Никулин // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. – 2022. – Т. 1. – С. 85–90. – EDN ARUPRS.

11. *Рудаков, Л. Е.* Цена безответственности / Л. Е. Рудаков, В. А. Ермишин // Локомотив. – 2011. – № 9(657). – С. 15–16. – EDN OVBGPZ.

12. *Глушко, М. И.* Контроль перекрытия концевых кранов в поезде / М. И. Глушко, Е. В. Федоров // Научно-технический вестник Поволжья. – 2013. – № 1. – С. 151–154. – EDN PVKMB.

13. *Глушко, М. И.* Контроль состояния тормозов моторвагонного подвижного состава / М. И. Глушко, Н. Г. Фетисова, А. Р. Галиуллин // Транспорт Урала. – 2016. – № 1(48). – С. 86–87. – DOI 10.20291/1815-9400-2016-1-86-87. – EDN VRDJXB.

14. *Шайдуллин, Ш. Н.* О реализации функциональной стратегии обеспечения гарантированной безопасности / Ш. Н. Шайдуллин // Железнодорожный транспорт. – 2025. – № 3. – С. 25–28. – EDN SDPMBU.

15. *Лапенков, Р. А.* Перспективы применения приводов пневматического и гидравлического типа на автомобильном транспорте / Р. А. Лапенков, А. М. Щербин, М. П. Малиновский // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 4(49). – С. 92–96. – DOI 10.35211/2500-0586-2024-4-49-92-96. – EDN XSTKQO.

16. *Байбакова, А. А.* Техническая неисправность автомобиля как причина ДТП / А. А. Байбакова // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 10. – С. 32–33. – EDN XRHSBY.

17. *Malinovsky, M. P.* Reducing human factor influence on the road safety by drivers training and monitoring / M. P. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2025. – No. 2(22). – P. 27–40. – EDN CUGHIC.

18. Патент № 2724944 С1 Российская Федерация, МПК В60Т 13/26. Пневматический тормозной привод транспортного средства: № 2019120673: заявл. 03.07.2019: опубл. 26.06.2020 / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко, Д. В. Лукьянов; заявитель МАДИ. – EDN GDHLVD.

19. Патент № 2753483 С1 Российская Федерация, МПК В60Т 13/26. Пневматический тормозной привод транспортного средства: № 2020138101: заявл. 20.11.2020: опубл. 17.08.2021 / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко; заявитель МАДИ. – EDN SHZGLE.

20. *Лапенков, Р. А.* К вопросу расчета характеристик тягового привода колес активного полуприцепа для использования в составе автопоезда / Р. А. Лапенков, М. П. Малиновский, Е. Ю. Мушкарин [и др.] // Труды НАМИ. – 2025. – № 3(302). – С. 84–95. – EDN VGQVKT.

21. *Мушкарин, Е. Ю.* Синергетический подход к повышению динамической устойчивости активного автопоезда / Е. Ю. Мушкарин, М. П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2025. – № 3(82). – С. 49–59. – EDN AQMFXL.

22. *Стариков, А. Ф.* Особенности математического моделирования криволинейного движения активного автопоезда с управляемыми колесами / А. Ф. Стариков, Н. В. Христофоров, М. П. Малиновский, Е. Ю. Мушкарин // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2025. – № 3(45). – EDN OIYHNC.

23. *Лапенков, Р. А.* Анализ архитектуры и топологии электромеханической тормозной системы для колесных транспортных средств / Р. А. Лапенков, М. П. Малиновский, М. В. Григорьев [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2025. – № 6. – С. 7–14. – EDN CWQAFA.

24. Patent search results for the design of electromechanical brakes / V. N. Belousov, A. M. Shcherbin, M. P. Malinovsky [et al.] // Science Journal of Transportation. – 2024. – No. 4(20). – P. 24–35. – EDN HSOPJK.

25. *Белоусов, Б. Н.* Краткий анализ конструкций электромеханического тормоза для колесных машин / Б. Н. Белоусов, Р. А. Лапенков, А. М. Щербин, М. П. Малиновский // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 3(52). – С. 44–55. – DOI 10.35211/2500-0586-2025-3-52-44-55. – EDN XLBQVT.

26. *Колесниченко, Д. А.* Комплексное исследование безопасности архитектуры электронных систем автомобиля / Д. А. Колесниченко, П. С. Рогов, Н. А. Ивашкин, А. В. Тумасов // Транспортные системы. – 2022. – № 3(25). – С. 4–11. – DOI 10.46960/2782-5477\_2022\_3\_4. – EDN GQCFEK.

27. *Колин, А. А.* Оценка функциональной безопасности системы предупреждения о выходе из полосы движения / А. А. Колин, П. С. Рогов, А. А. Родин [и др.] // Грузовик. – 2023. – № 2. – С. 33–38. – DOI 10.36652/1684-1298-2023-2-33-38. – EDN RXPNXZ.

28. *Лепеева, И. Б.* Синтез методов ISO 26262 и ISO 21448 для повышения достоверности анализа опасностей и оценки рисков эксплуатации интеллектуальных систем помощи водителю / И. Б. Лепеева, П. С. Рогов // Труды НАМИ. – 2024. – № 1(296). – С. 83–93. – DOI 10.51187/0135-3152-2024-1-83-93. – EDN OZTGEP.

29. *Лепеева, И. Б.* Применение STPA в анализе функциональной безопасности систем автомобиля / И. Б. Лепеева, П. С. Рогов // Труды НАМИ. – 2025. – № 3(302). – С. 73–83. – EDN IWQARR.

30. *Вражнова, М. Н.* Социально-транспортное рейтингование сервисов ИТС / М. Н. Вражнова, М. Г. Плетнев, А. А. Пахомова // Мир транспорта и технологических машин. – 2023. – № 2(81). – С. 104–111. – DOI 10.33979/2073-7432-2023-2(81)-104-111. – EDN PCXJPQ.

31. *Абдулгазис, А. У.* Потребительская оценка интеллектуальных систем помощи водителю автомобиля / А. У. Абдулгазис, С. Э. Менасанова, У. А. Абдулгазис // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2023. – № 4(82). – С. 207–213. – DOI 10.34771/UZCEPU.2023.82.4.040. – EDN QELGIX.

УДК 629.357-531.751.3

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-68-77

*Е. Ю. Мушкарин<sup>1</sup>, М. А. Иванов<sup>2</sup>, Е. Г. Бынина<sup>1</sup>, М. А. Пивнев<sup>1</sup>***МОДИФИКАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МАСШТАБНОЙ МОДЕЛИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**<sup>1</sup> МГТУ им. Н. Э. Баумана (НИУ), Москва, Россия<sup>2</sup> ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

mushkarin@bmstu.ru, m.ivanov@nami.ru, bynin.ly@gmail.com, maxkovhov48@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Максим Александрович Иванов, m.ivanov@nami.ru

Экспериментальные исследования транспортных средств специального назначения всегда оказываются дорогостоящими, а иногда и опасными. Поэтому при их создании часто ограничиваются математическим, виртуальным или физическим моделированием. Характеристики масштабной модели активного автопоезда с управляемыми колесами, разработанного для исследования проходимости и маневренности, оказались недостаточными для проведения испытаний на динамическую устойчивость. В связи с этим масштабный макет автопоезда потребовал внесения ряда усовершенствований, таких как замена тяговых электромоторов, разработка алгоритма и программы управления, а также установка защитного кузова. Кроме того, возникла необходимость измерения некоторых характеристик масштабного макета для подстановки в математическую модель испытаний.

*Ключевые слова:* транспортные средства специального назначения, теория подобия, физическое моделирование, Arduino, аддитивное производство, устойчивость движения, осевая нагрузка, жесткость подвески, жесткость шин

*E. Yu. Mushkarin<sup>1</sup>, M. A. Ivanov<sup>2</sup>, E. G. Bynina<sup>1</sup>, M. A. Pivnev<sup>1</sup>***MODIFICATION OF THE EXPERIMENTAL SCALE MODEL OF A SPECIAL PURPOSE ACTIVE ROAD TRAIN**<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia<sup>2</sup> Federal State Unitary Enterprise "Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute" (FSUE "NAMI"), Moscow, Russia

Experimental studies of special-purpose vehicles are always expensive and sometimes dangerous. Therefore, their creation is often limited to mathematical, virtual or physical modeling. The characteristics of a scale model of an active road train with steered wheels, developed for studying cross-country ability and maneuverability, turned out to be insufficient for conducting dynamic stability tests. In this regard, the scale model of the road train required a number of improvements, such as replacing traction electric motors, developing an algorithm and control program, and installing a protective body. In addition, it became necessary to measure some characteristics of the scale model for substitution into the mathematical test model.

*Keywords:* special purpose vehicles, similarity theory, physical modeling, Arduino, additive manufacturing, motion stability, axle load, suspension stiffness, tire stiffness

Исследования в области динамики транспортных средств часто ограничиваются математическим или виртуальным (имитационным) моделированием [1], так как экспериментальные исследования оказываются слишком дорогостоящими и опасными. Простейшим применением физического моделирования динамики является использование масштабной модели, движущейся по неподвижной опорной поверхности. Такой вид испытаний сопряжен с множеством проблем взаимодействия и распознавания: обнаружение и подключение движущегося макета для получения точной, полной обратной связи по состоянию является нетривиальной задачей. Кроме того, особенно остро встает проблема сочетания компонентов из-за

ограниченной мощности и доступного пространства [2].

Для исследований проходимости и маневренности активного автопоезда с управляемыми колесами был изготовлен масштабный макет в соответствии с теорией подобия по критерию Фруда, который выражает закон динамического подобия явлений, протекающих под действием сил Ньютона. Данный критерий широко используется при физическом моделировании динамики однозвенных и многозвенных транспортных средств, а полученные результаты имеют удовлетворительную сходимость с результатами испытаний натуральных образцов [2]. Пользуясь критериями подобия, определяются его расчетные формулы (табл. 1).

Таблица 1

## Формулы для пересчета параметров физической модели по критерию Фруда

№	Параметр	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула
1	Линейный размер	$\lambda_L$	м	$\lambda$
2	Время	$\lambda_t$	с	$\lambda^{0.5}$
3	Скорость линейная	$\lambda_v$	м/с	$\lambda^{0.5}$
4	Скорость угловая	$\lambda_{\omega}$	1/с	$\lambda^{-0.5}$
5	Ускорение линейное	$\lambda_g$	м/с <sup>2</sup>	1
6	Сила	$\lambda_F$	Н	$\lambda^3$
7	Масса	$\lambda_m$	кг	$\lambda^3$
8	Момент инерции	$\lambda_J$	кг·м <sup>2</sup>	$\lambda^5$
9	Жесткость	$\lambda_C$	Н/м	$\lambda^2$
10	Коэффициент затухания	$\lambda_k$	1/с	$\lambda^{-0.5}$
11	Перемещение угловое	$\lambda_{\alpha}$	рад	1
12	Относительный коэффициент затухания	$\lambda_{\psi}$	–	1

При создании физической модели активного автопоезда оптимальным решением являлся подбор в качестве донора готовой модели, наиболее близкой по массово-габаритным и конструктивным параметрам к оригинальному объекту с учетом масштаба моделирования. Поэтому линейный масштаб был выбран равным 1:12, исходя из наличия большого количества готовых покупных узлов, агрегатов и моделей данного масштаба [2], при этом двигатель внутреннего сгорания [3–7] на тягаче имитировался посредством электромоторов, несмотря на различие их характеристик [8–11]. Исходная модель позволила успешно провести испытания на проходимость [12–14] и маневренность [15–18], однако для испытаний на динамическую устойчивость [19–25] ее характеристик оказалось недостаточно, что потребовало ряда доработок:

1. Заменить тяговые электромоторы.
2. Доработать систему управления и сенсорное обеспечение для регистрации параметров движения.
3. Разработать и напечатать на 3D-принтере кузов для защиты электронного оборудования тягача и полуприцепа.
4. Взвесить макет, а также измерить жесткость его шин и подвески для последующего сравнения с математической моделью автопоезда для проверки ее адекватности.

Испытания на устойчивость заключаются в определении максимальной скорости выполнения стандартного маневра (вход в поворот или смена ряда), при которой не происходит потери устойчивости, проявляющейся в сколь-

жении одной из осей транспортного средства или отрыве одного из колес от дорожной поверхности [26–28].

Математическое моделирование показало, что предельная скорость по условию тяговой динамики для прототипа автопоезда на сухом асфальте составляет 82,6 км/ч. Соответственно, необходимая скорость масштабной модели должна составлять, км/ч:

$$v_{\text{mod}} = \frac{82,6}{12^{0,5}} = \frac{82,6}{3,4641} = 23,845.$$

Таким образом, для проведения испытаний на устойчивость необходимо было повысить максимальную скорость модели не менее чем в три раза, чтобы выполнить критерий подобия.

Исходная масштабная модель оснащалась тяговым электромотором «Cross RC BC-8». Чтобы подобрать новый электромотор, который позволил бы увеличить максимальную скорость модели в требуемое количество раз, необходимо было определить, какой максимальной скоростью вращения обладает исходный. Для этого на вал тягового электромотора установили небольшой диск с отражающим элементом и с помощью тахометра измерили скорость вращения при различных установках, а при помощи мультиметра измерили ток, который в этот момент потреблял регулятор хода.

Замеры показали, что максимальная скорость вращения вала исходного электромотора составляет примерно 10500 об/мин. Соответственно, необходимо было подобрать новый тяговый электромотор, который обладал бы максималь-

ной скоростью вращения не менее 31500 об/мин.

В качестве нового тягового электромотора был выбран «Rocket 540 V3». Параметры ис-

ходного и нового электромоторов приведены в табл. 2. Аналогичным образом провели замеры нового электромотора.

Таблица 2

Параметры исходного и нового тяговых электромоторов

Типоразмер электромотора	Мощность, Вт	Количество витков	$K_v$ , об/В	Масса, кг
560	–	38	–	0,29
540	250	10,5	3800	0,16

На рис. 1 приведены графики, отображающие скорость вращения исходного и нового тяговых электромоторов при различных установках, а на рис. 2 приведены графики, отобра-

жающие ток, потребляемый исходным и новым регулятором хода (напряжение питания регулятора хода равняется 11,1 В).

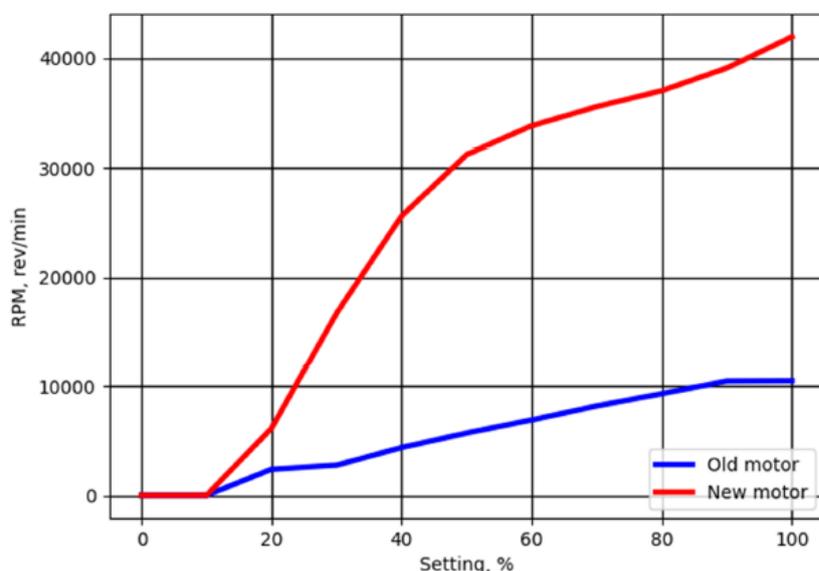


Рис. 1. Скорость вращения вала исходного и нового тяговых электромоторов при различных установках

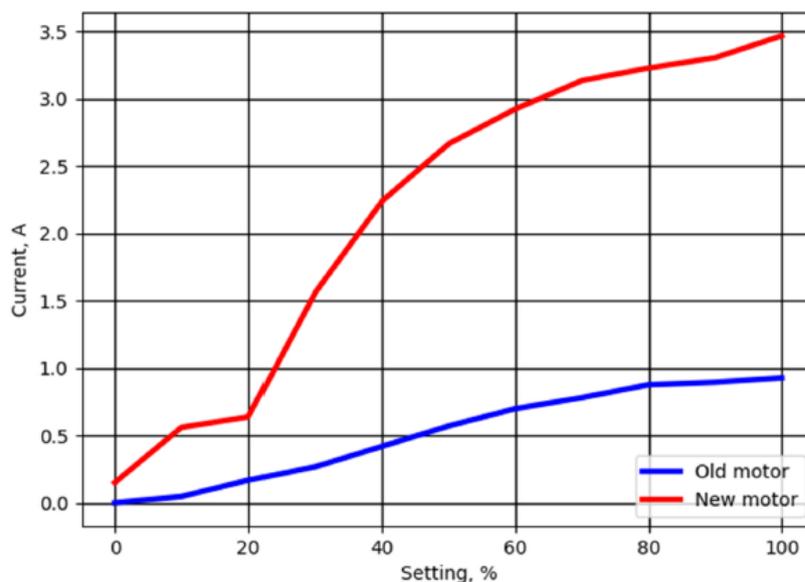


Рис. 2. Ток, потребляемый исходным и новым регуляторами хода тяговых электромоторов при различных установках

Впоследствии предполагается экспериментально проверить паспортные характеристики  $K_v$  (об/1В) и измерить рост температуры корпуса на максимальных оборотах вала электродвигателя.

Для проведения испытаний возникла необходимость оснастить масштабный макет дистанционным управлением. С этой целью на него был установлен радиоприемник Radiolink R9DS, который выдает информацию о текущих установках в виде ШИМ-сигналов на соответствующих выводах.

Система управления масштабной моделью основана на технологии Arduino [29–31]. К выводам радиоприемника подключена печатная плата Arduino Due, которая вычисляет временную задержку между ШИМ-импульсами (для каждого используемого канала радиоприемника) и на ее основе определяет требуемые установки всех сервоприводов и тяговых электродвигателей в модели.

Для применения в модели выбраны сервоприводы JX Servo X-DC5821LV. На рис. 3 приведена блок-схема системы управления моделью.

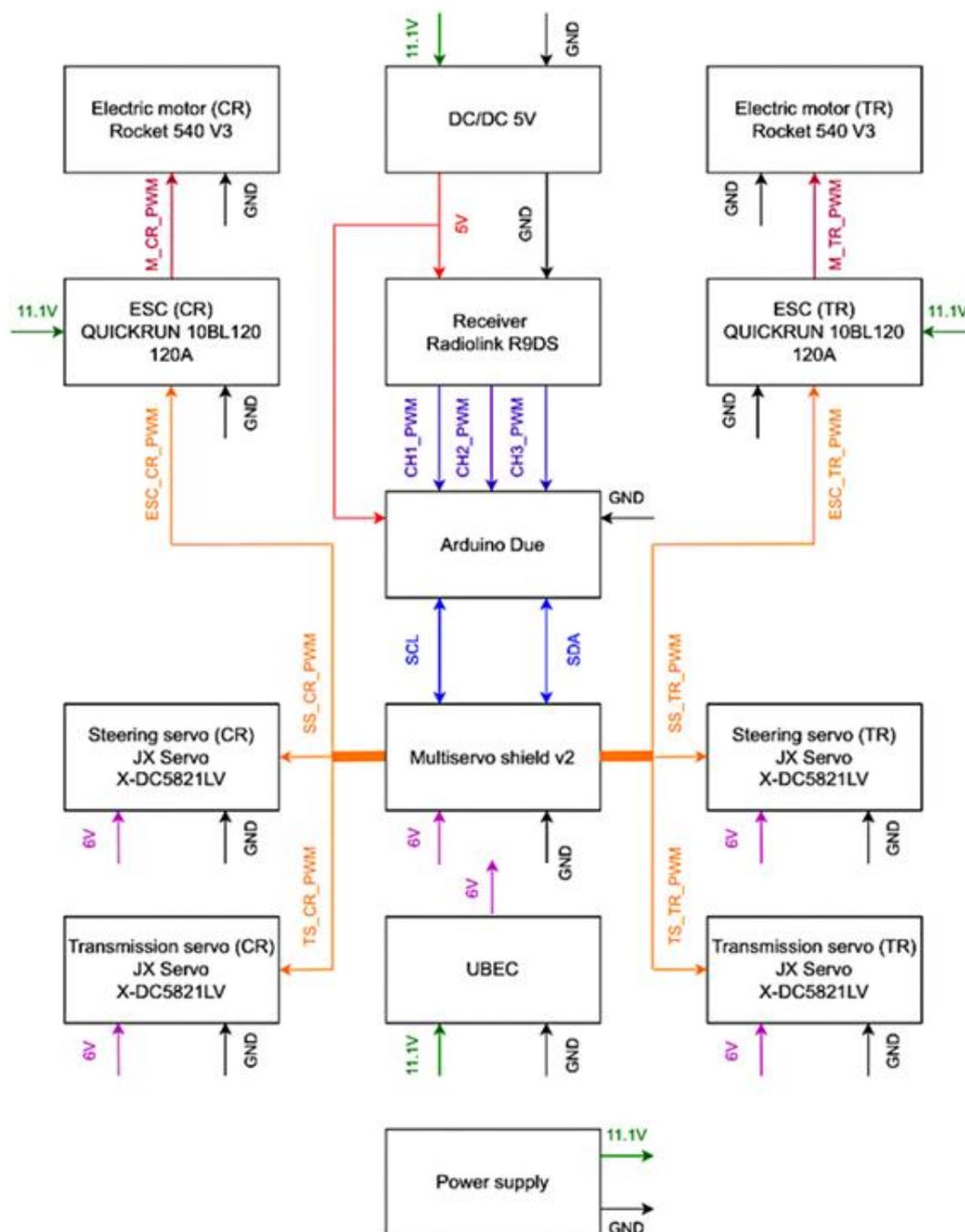


Рис. 3. Блок-схема системы управления моделью

Силовое управление сервоприводами реализовано при помощи модуля Multiservo Shield v2, питающегося от регулятора питания для радиоуправляемых моделей (UBEC) с номинальным напряжением 6 В. Модуль получает информацию о требуемых установках от Arduino Due по интерфейсу I2C.

Силовое управление тяговыми электромоторами осуществляется при помощи регуляторов хода QUICRUN 10BL120 120А, питающихся от аккумуляторов с номинальным напряжением 11,1 В. Регуляторы хода управляют скоростью и направлением вращения электромоторов на основе ШИМ-сигналов, получаемых от модуля Multiservo Shield v2.

Во время проведения испытаний на устойчивость модель будет подвергаться воздействию внешних агрессивных факторов (влаги, пыли, переворачивание, столкновения), в связи с чем возникла необходимость в создании корпуса, который будет защищать электронику.

Обязательным требованием к корпусу являлось сохранение способности автопоездом совершать повороты и изменять угол наклона полуприцепа относительно тягача. Для выполнения данного условия было решено разделить корпус модели на две части: одна накрывает тягач, вторая – полуприцеп.

На основе габаритных размеров шасси модели в среде твердотельного моделирования разработана трехмерная модель корпуса. При разработке корпуса учитывалось удобство его крепления к шасси. Также в конструкцию добавлены крылья, чтобы грязь от колес не попадала на провода и контакты. В верхней части корпуса предусмотрены отверстия для установки акселерометров со встроенным гироскопом. На рис. 4 приведена 3D-модель части корпуса, накрывающей тягач, на рис. 5 – 3D-модель части корпуса, накрывающей прицеп, а на рис. 6 – итоговая 3D-модель корпуса, включающая обе части.

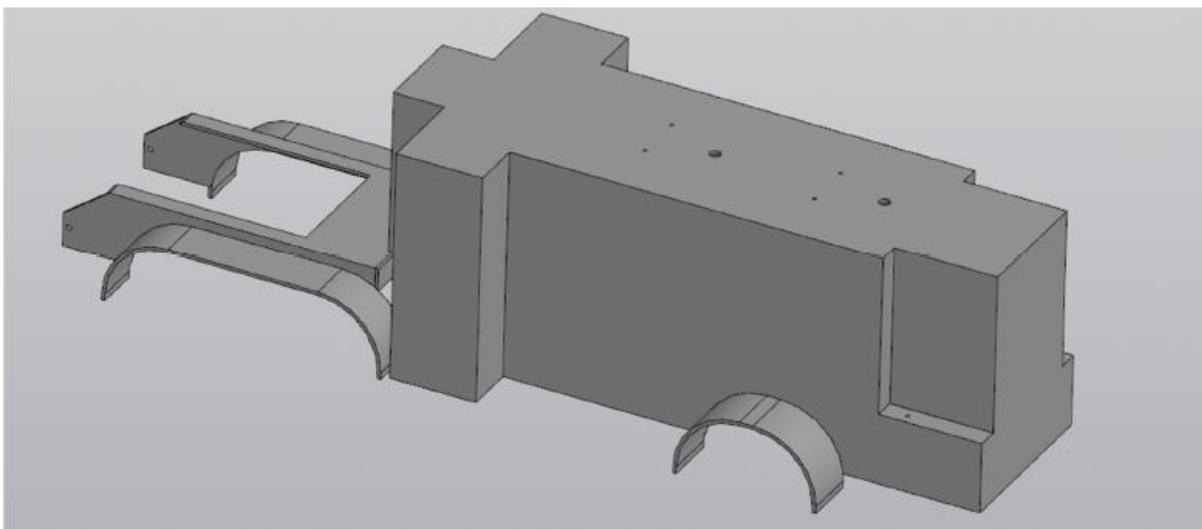


Рис. 4. 3D-модель части корпуса, накрывающей тягач

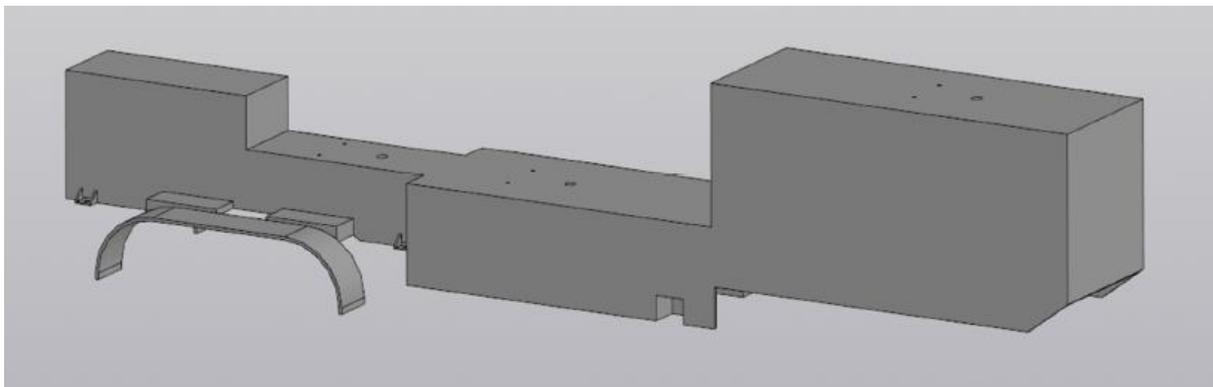


Рис. 5. 3D-модель части корпуса, накрывающей полуприцеп

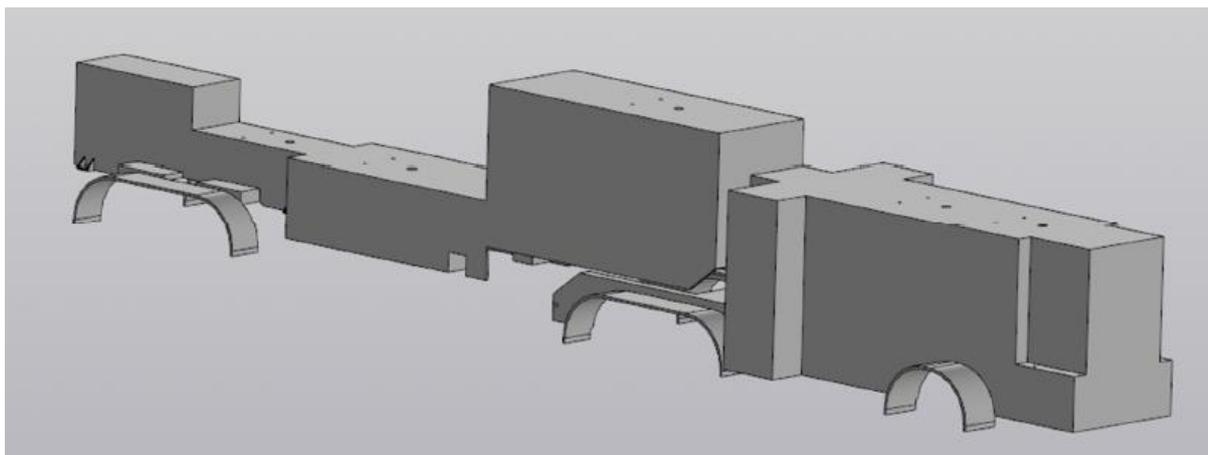


Рис. 6. Итоговая 3D-модель корпуса

Толщина корпуса была выбрана равной 3 мм. Предполагается, что при такой величине стенки будут иметь прочность и жесткость, достаточные для успешного проведения испытаний. Размер области печати 3D-принтера составляет 220x220 мм, что в несколько раз меньше габаритных размеров корпуса модели. Вследствие этого печать корпуса происходила в несколько этапов. По завершению печати все составляющие корпуса были соединены между собой.

Для проверки адекватности разработанной

математической модели [32] возникла необходимость определить некоторые параметры масштабного макета, такие как распределение его массы по осям, жесткость подвески и нормальная жесткость шин.

Для определения снаряженной массы автопоезда и ее распределения по осям использовалась апробированная ранее методика [33]. Каждая ось автопоезда устанавливалась на отдельные весы, после чего с них снимались показания. Результаты измерения приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты взвешивания макета автопоезда

№ опыта	$m_1$ , г	$m_2$ , г	$m_3$ , г	$m_4$ , г	$m_5$ , г	$m_6$ , г
1	3769	2764	1560	2426	2030	12549
2	3800	2538	1854	2425	2024	12641
3	3819	2460	1848	2369	2077	12573
4	3810	2526	1795	2318	2116	12565
5	3802	2512	1773	2352	2083	12522
Среднее	3800	2560	1766	2378	2066	12570

Снаряженная масса макета автопоезда составила 12,57 кг, из которых на первую ось тягача приходится 3,8 кг. Пересчитаем массу макета по критерию подобия Фруда, чтобы получить соответствующую ему массу реального автопоезда, кг:

$$m = m_{\text{mod}} \lambda_m = m_{\text{mod}} \lambda^3 = 12,57 \cdot 12^3 = 12,57 \cdot 1728 = 21720.$$

При математическом моделировании полная масса автопоезда составляла 45000 кг. Таким образом, массу макета необходимо увеличить с помощью балласта примерно в 2 раза.

Макет оснащен независимой подвеской всех колес, где в качестве упругого элемента выступает винтовая цилиндрическая пружина. Шины макета выполнены из резины и наполнены внутри поролоном. Подвеска и шины всех десяти колес идентичны, поэтому было принято решение измерить их жесткость на первой оси тягача, так как она является одиночной и в наименьшей степени подвержена влиянию других осей, как показали предыдущие исследования [33].

Для расчета жесткости шины предварительно был измерен свободный диаметр колеса в четырех разных плоскостях (табл. 4).

Таблица 4

## Результаты замера свободного радиуса шины

№ опыта	$d_{св}$ , мм	$r_{св}$ , мм
1	106,4	53,2
2	105,8	52,9
3	106,4	53,2
4	106,2	53,1
Среднее	106,2	53,1

При заявленном типоразмере шины 108/35R1.9 свободный диаметр составил  $d_{св}=106,2$  мм, что может являться следствием ее износа.

Для определения жесткости пружины подвески  $C_p$  автопоезда измеряли высоту верхней опоры пружины от дорожной поверхности  $h_p$ , а для определения жесткости шины  $C_{ш}$  – высоту оси вращения колеса от дорожной поверхности, то есть его статический радиус  $r_{см}$ . Для по-

строения характеристики первое измерение проводилось в снаряженном состоянии, затем последовательно нагружали грузами массой около 1 кг (2x1000, 1014, 894, 1166 и 976 г).

Опыт повторили 4 раза. Перед опытами № 1 и № 3 передняя ось вывешивалась для релаксации передней подвески, перед опытами № 2 и № 4 передняя ось оставалась под статической снаряженной нагрузкой. Результаты измерений приведены в табл. 5.

Жесткость упругого элемента (пружины), Н/мм:

$$C_p = \frac{m_{зп.макс} g}{k_p (h_{p.макс} - h_{p.мин})},$$

где  $m_{зп.макс} = 6,05$  кг – максимальная масса груза;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;  $k_p = 2$  – число упругих элементов на передней оси;  $h_{p.макс}$ ,  $h_{p.мин}$  – максимальная и минимальная высота верхней опоры упругого элемента, мм.

Таблица 5

## Результаты взвешивания макета автопоезда

$m_{гр}$ , г	$m_1$ , г	$h_p$ , мм				$r_{ст}$ , мм			
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
0	3800	106,1	92,8	109,1	92,8	50	48,2	48,7	48
1000	4800	100,1	92,3	102,6	92,8	48,4	47,5	47,7	46,9
2000	5800	96,7	91,1	97,5	91,4	47,5	46,4	47	46,5
3014	6814	92,4	89,2	93,2	90,5	47	45,8	46,6	46,2
3908	7708	89,3	88	90,3	88,8	45,7	45,7	46,1	45,3
5074	8874	87	87,2	86,8	87,2	45,3	45,1	44,7	44,4
6050	9850	85,4	85,8	85,6	86,4	44,2	44,5	44,2	44,3
5074	8874	86	86,9	86,3	86,6	44,6	45,4	44,4	44,5
3908	7708	87,5	87,2	87,5	87,7	45,6	45,6	44,7	44,8
3014	6814	87,4	87,7	88	87,9	45,9	45,9	45,2	45,5
2000	5800	88,1	88,2	88,9	89,4	46,6	46,2	46,1	46,3
1000	4800	89,4	89,9	90,4	90	47,6	46,8	47,8	46,7
0	3800	92,8	92,5	92,8	92,7	48,2	48	48	47,2

Нормальная жесткость шины, Н/мм:

$$C_{ш} = \frac{m_{зп.макс} g}{k_{ш} (r_{см.макс} - r_{см.мин})},$$

где  $k_{ш} = 2$  – число шин на передней оси;  $r_{см.макс}$ ,  $r_{см.мин}$  – максимальный и минимальный статический радиус колеса, мм.

Расчетные значения жесткости существенно различались после релаксации и без нее, что объясняется наличием сухого трения в шарнирах подвески и шинах. Среднее значение жест-

кости пружин подвески  $C_p$  и шин  $C_{ш}$  составило после релаксации 1,34 и 5,76 Н/мм, без предварительной релаксации – 4,43 и 8,02 Н/мм соответственно.

Коэффициент эквивалентной жесткости, Н/мм [34]:

$$C_{eq} = \frac{C_p C_{ш}}{C_p + C_{ш}}.$$

Эквивалентная жесткость составила 1,09 Н/мм после релаксации и 2,85 Н/мм без нее.

Если умножить на критерий подобия Фруда  $\lambda_C = \lambda^2 = 12^2 = 144$ , значения жесткости составили  $C_p = 193,36$  и  $C_u = 829,75$  Н/мм после релаксации,  $C_p = 637,8$  и  $C_u = 1154,93$  Н/мм – без релаксации. Таким образом, средние значения жесткости  $C_p = 415,58$  и  $C_u = 992,34$  Н/мм

у масштабного макета в целом соответствуют значениям  $C_p = 400$  Н/мм и  $C_u = 800$  Н/мм, которые использовались при математическом моделировании.

Графические зависимости деформации подвески и шины от нагрузки показаны на рис. 7 и 8.

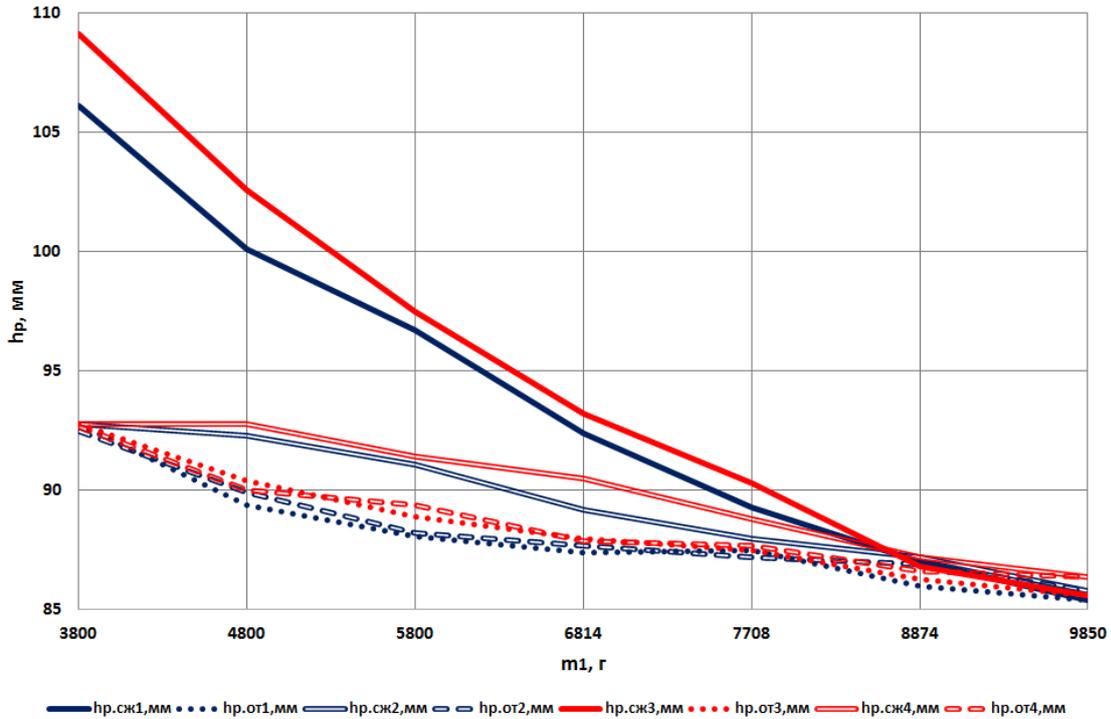


Рис. 7. Зависимость высоты верхней опоры пружины от нагрузки

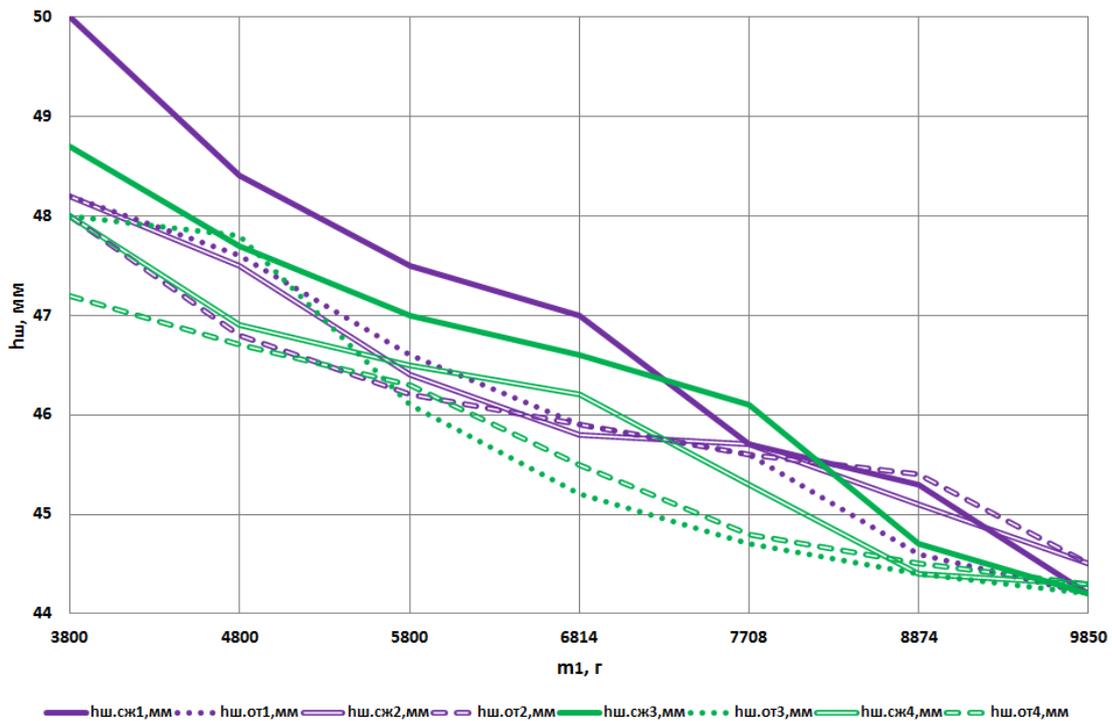


Рис. 8. Зависимость статического радиуса от нагрузки

Предварительные испытания масштабной модели показали, что в результате замены тяговых электромоторов и разработки системы управления потеря устойчивости стала вполне осуществимой, особенно при входе в поворот. Изготовленный с помощью аддитивных технологий корпус оказался недостаточно прочным и был поврежден после нескольких успешных переворотов автопоезда, что потребовало изготовления новой, более прочной защитной конструкции.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горелов, В. А. Оценка показателей криволинейного движения автопоезда с помощью имитационного математического моделирования / В. А. Горелов, К. Б. Евсеев, О. И. Чудаков, К. С. Балковский // Известия МГТУ МАМИ. – 2020. – № 4(46). – С. 2–16. – DOI 10.31992/2074-0530-2020-46-4-2-15. – EDN ADNOQT.
2. Белоусов, Б. Н. Оценка эффективности технических решений активного автопоезда с помощью физического моделирования / Б. Н. Белоусов, К. В. Бологов, Т. Г. Жоголев, Р. А. Лапенков, Р. Г. Мухаметзянов, В. С. Сапожкин, А. Ф. Стариков, А. М. Щербин // Труды НАМИ. – 2023. – № 4(295). – С. 87–100. – DOI 10.51187/0135-3152-2023-4-87-100. – EDN GJUBKK.
3. Гладов, Г. И. К вопросу о выборе потребной мощности двигателя при переходных режимах его работы / Г. И. Гладов, Д. М. Рябов // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 2. – С. 5–7. – EDN VZVIEF.
4. Малиновский, М. П. Проблемы, возникающие при построении кривой Лейдερмана для бензинового двигателя / М. П. Малиновский, М. Д. Чернов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2023. – № 4(45). – С. 31–37. – EDN PAVQXH.
5. Малиновский, М. П. Экспериментальное определение жесткости тарельчатой пружины для расчета коэффициента запаса диафрагменного сцепления / М. П. Малиновский, Н. С. Сидоров, Д. А. Дергачев, А. Н. Альбицкий // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2023. – № 4(38). – EDN UADGUA.
6. Малиновский, М. П. Тягово-динамический расчет грузового автопоезда графоаналитическим и итерационным методами / М. П. Малиновский, А. Р. Клещ, Д. А. Дергачев // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2024. – № 4(42). – EDN FTFOAK.
7. Малиновский, М. П. Информационный дефицит при определении коэффициента запаса диафрагменных сцеплений / М. П. Малиновский, Н. С. Сидоров, Д. А. Дергачев, А. Н. Альбицкий // Автомобильная промышленность. – 2024. – № 12. – С. 9–15. – EDN VDKBKE.
8. Гладов, Г. И. Выбор электротрансмиссии многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, Д. М. Рябов // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 12. – С. 10–12. – EDN VVBPGZ.
9. Гладов, Г. И. Выбор электротрансмиссии многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, Д. М. Рябов // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 1. – С. 10–13. – EDN VQXNAV.
10. Поддубко, С. Н. Расчетное исследование влияния зазоров в приводе электромобиля на динамические процессы в трансмиссии в начале движения / С. Н. Поддубко, А. Н. Колесникович, А. В. Шмелев, А. Л. Кравченко // Труды НАМИ. – 2025. – № 1(300). – С. 6–16. – EDN AZFKDR.
11. Лапенков, Р. А. К вопросу расчета характеристик тягового привода колес активного полуприцепа для использования в составе автопоезда / Р. А. Лапенков, М. П. Малиновский, Е. Ю. Мушкарин, В. С. Сапожкин, А. В. Архипов // Труды НАМИ. – 2025. – № 3(302). – С. 84–95. – EDN VGQVKT.
12. Горелов, В. А. Метод прогнозирования опорной проходимости автопоездов при прямолинейном движении по бездорожью / В. А. Горелов, А. В. Мирошниченко, В. А. Познякова // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. – 2012. – № 10(10). – С. 31. – EDN QOQXRX.
13. 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 Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. – 2017. – № 2(113). – С. 121–138. – DOI 10.18698/0236-3941-2017-2-121-138. – EDN YJGTVF.
14. Падалкин, Б. В. Повышение энергоэффективности автопоезда при движении в тяжелых дорожных условиях за счет выбора рациональных параметров систем привода прицепных звеньев / Б. В. Падалкин, В. А. Горелов, О. И. Чудаков // Труды НАМИ. – 2017. – № 1(268). – С. 60–66. – EDN YUJEGL.
15. Гладов, Г. И. Оценочные показатели и расчет маневренности полуприцепного автопоезда / Г. И. Гладов, Л. В. Демидов. – М.: МАДИ, 2016. – 124 с. – EDN VSLTSH.
16. Гладов, Г. И. Параметры криволинейного движения специальных транспортных средств / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 5. – С. 22–23. – EDN ZDFBYL.
17. Гладов, Г. И. Алгоритм расчета траектории движения автопоезда и анализ результатов / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 7. – С. 14–16. – EDN ZDFCCH.
18. Гладов, Г. И. Анализ маневренности многозвенных автопоездов с управляемыми колесами прицепных звеньев / Г. И. Гладов, Л. Ф. Жеглов // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 8. – С. 23–25. – EDN IGHYUF.
19. Гладов, Г. И. Предпосылки к разработке алгоритма для системы повышения устойчивости движения многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, М. П. Малиновский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2007. – № 11. – С. 36–46. – EDN UAADKL.
20. Malinovsky, M. Application of jerk in active safety systems / M. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2011. – No. 3. – P. 62–66. – EDN YZAMST.
21. Малиновский, М. П. Ускоряемость как критерий для оценки перегрузок, действующих на автотранспортное средство при криволинейном движении / М. П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2016. – № 1(44). – С. 51–56. – EDN VSKFWN.
22. Малиновский, М. П. Расчет характеристики пневматического упругого элемента для превентивной системы динамической стабилизации автопоезда / М. П. Малиновский, В. В. Кувшинов, Е. С. Смолко // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2020. – № 4(63). – С. 43–54. – EDN YGPQAT.

23. Малиновский, М. П. О важности учета увода шин и крена несущей системы при расчете критической скорости по опрокидыванию грузового автомобиля / М. П. Малиновский // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2022. – № 4(34). – EDN EMLAPF.

24. Malinovsky, M. P. Influence of passenger placement on the critical rollover speed of a city bus / M. P. Malinovsky, E. N. Gorsky // Science Journal of Transportation. – 2023. – No. 4(16). – P. 40–54. – EDN WIVUKW.

25. Мушкарин, Е. Ю. Синергетический подход к повышению динамической устойчивости активного автопоезда / Е. Ю. Мушкарин, М. П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2025. – № 3(82). – С. 49–59. – EDN AQMFXL.

26. Малиновский, М. П. Метод повышения активной безопасности путем предупреждающего управления движением автопоезда: специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / М. П. Малиновский. – М., 2009. – 157 с. – EDN QEMILX.

27. Малиновский, М. П. «Отскок подвески» и прогнозирующие свойства системы динамической стабилизации автопоезда / М. П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 12. – С. 12–16. – EDN YMOEFT.

28. Malinovsky, M. P. Experimental study of an articulated vehicle performing a lane changing maneuver / M. P. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2022. – No. S(12). – P. 188–197. – EDN HCRNXG.

29. Malinovsky, M. P. Innovative approach to integrative estimation of driver's aggressiveness and comfort / M. P. Malinovsky, E. S. Smolko, I. R. Nasibulov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 2019 International

Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control, DS ART 2019, Cholpon-Ata, 01 ноября 2019 года. Vol. 832. – BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 012051. – DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012051. – EDN GVLTLT.

30. Malinovsky, M. P. Problems to solve when determining dangerous and aggressive driving style by measuring vehicle accelerations / M. P. Malinovsky, E. S. Smolko, M. Demic // Science Journal of Transportation. – 2021. – No. 11. – P. 139–155. – EDN UQINNH.

31. Патент № 2787648 С1 Российская Федерация, МПК G01P 15/04. Акселерограф транспортный: № 2021139940: заявл. 30.12.2021; опубл. 11.01.2023 / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко; заявитель МАДИ. – EDN TQMZFZ.

32. Стариков, А. Ф. Особенности математического моделирования криволинейного движения активного автопоезда с управляемыми колесами / А. Ф. Стариков, Н. В. Христофоров, М. П. Малиновский, Е. Ю. Мушкарин // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2025. – № 3(45). – EDN OIДYHC.

33. Малиновский, М. П. Экспериментальное определение вертикальных реакций на осях натурной модели пятиосного автопоезда с независимой подвеской / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко, А. М. Щербин, А. Э. Карьялайнен // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 3(52). – С. 56–64. – DOI 10.35211/2500-0586-2025-3-52-56-64. – EDN EBOCJM.

34. Малиновский, М. П. Оценка массовых характеристик колесного шасси при проектировании превентивной системы поддрессирования / М. П. Малиновский, В. И. Таричко, А. К. Чикина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2025. – № 2. – С. 167–178. – DOI 10.22281/2413-9920-2025-11-02-167-178. – EDN QJXJAV.

УДК 621.5.015

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-77-81

**В. А. Комочков**

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ МОБИЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА**

**Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия**

valery\_kom@bk.ru

Рассматривается численное моделирование процесса термостатирования теплоизолированного контейнера со специальным оборудованием, включая тепловыделяющее, размещенного на подвижном носителе. Объектом исследования принят стандартный морской контейнер. Разработанное программное средство позволяет исследовать экономичность различных вариантов обеспечения теплового режима в условиях постоянной и переменной температуры окружающей среды. Проведен сравнительный анализ способов регулирования мощности нагревательно-холодильной установки. Показана возможность использования результатов работы при оценке экономичности разрабатываемых систем.

*Ключевые слова:* нестационарный теплообмен, термостатирование, обеспечение теплового режима, численное моделирование

V. A. Komochkov

## SIMULATION OF TEMPERATURE CONTROL MODES OF A MOBILE TECHNICAL FACILITY

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

The article considers numerical simulation of the process of thermostating a thermally insulated container with special equipment, including a heat-generating device placed on a mobile carrier. The object of the study is a standard sea container. A software tool has been developed and a study of the cost-effectiveness of various options for providing a thermal regime in conditions of constant and variable ambient temperature has been carried out. A comparative analysis of the methods of regulating the power of the heating and cooling unit is carried out. The possibility of using the results of the work in assessing the efficiency of the developed systems is shown.

Keywords: non-stationary heat exchange, thermostating, provision of thermal regime, numerical modeling

### Введение

В ряде случаев при эксплуатации как стационарных, так и мобильных технических объектов различного назначения возникает необходимость поддержания температурного режима в рабочем объеме, содержащем полезный груз или оборудование. В общем случае для этого используются активные системы обеспечения температурного режима (СОТР) [1; 2; 3].

Рассматривается задача моделирования процесса термостатирования теплоизолированного контейнера со специальным оборудованием, размещенного на подвижном носителе. В соответствии с техническим заданием объект должен эксплуатироваться в широком диапазоне температур окружающей среды при заданной температуре термостатирования с допустимым отклонением средней температуры или температуры отдельных блоков оборудования и при ограниченном энергоресурсе. При этом в ряде случаев контейнер может содержать тепловыделяющее оборудование.

Термостатируемый объект может представлять собой, например, стандартный 20-футовый морской контейнер размерами 6 x 2,5 x 2,6 м, теплоизолированный листами пенополистирола толщиной 50 мм. Предварительный расчет стационарной теплопередачи [4] в экстремальных климатических условиях показывает, что коэффициент теплопередачи стенок не превышает  $1 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ . В этом случае минимальная потребная тепловая мощность системы термостатирования составляет: для обогрева в зимний период около 4 кВт, для охлаждения в летний период – 2–3 кВт.

В общем случае в контейнере размещено закрепленное на раме оборудование. Работа части оборудования (блок 1) при функционировании объекта сопровождается выделением тепла. Оборудование (блок 2) и рама (3) обладают пассивной теплоемкостью. СОТР снабжена нагревательно-холодильной установкой (НХУ), системой воздухопроводов для раздачи теплоносителя (воздуха) и системой управления НХУ по достижению требуемой температуры статирования в заданном диапазоне.

Математическая модель нестационарного теплообмена основана на составлении системы дифференциальных уравнений теплового баланса для каждого из компонентов тепловой системы при следующих предварительных допущениях:

- 1) температура окружающей среды  $t_n$  постоянна или изменяется в соответствии со статистическим законом суточных колебаний  $t_n(\tau)$ ;
- 2) температура воздуха в контейнере  $t_b$  – средняя по объему;
- 3) каждый из компонентов тепловой системы обладает своими осредненными теплофизическими характеристиками;
- 4) мощность тепловыделений оборудования блока 1  $Q_1$  постоянна;
- 5) начальная температура компонентов объекта равна температуре окружающей среды;
- 6) коэффициенты теплообмена (конвективные и лучистые) определяются традиционными методами.

### Результаты

Общий вид уравнения теплового баланса для технических систем данного типа [5] представлен обобщенным уравнением

$$m_i c_i \frac{dt}{dt} = Q_i \text{ внутр} + \sum Q_i \text{ притоков} - \sum Q_i \text{ потерь.} \quad (1)$$

Левая часть уравнения (1) описывает изменение во времени количества тепла, аккумулированного  $i$ -м объектом технической системы,

участвующим в процессе теплообмена (блок оборудования с источником тепла, блоки оборудования без источников тепла, стенка кон-

тейнера и т. д.). Правая часть уравнения содержит внутренние источники теплоты, притоки тепла от «нагретых» объектов теплообмена и потери тепла к «холодным».

– для оборудования с тепловыделением

$$m_1 c_1 \frac{dt_1}{d\tau} = Q_1 - \alpha_1^k F_1 (t_1 - t_b) - \alpha_1^n F_{1ct} (t_1 - t_{ct});$$

– для оборудования без тепловыделения

$$m_2 c_2 \frac{dt_2}{d\tau} = \alpha_2^k F_2 (t_b - t_2) - \alpha_2^n F_{2ct} (t_2 - t_{ct});$$

$$m_3 c_3 \frac{dt_3}{d\tau} = \alpha_3^k F_3 (t_b - t_3) - \alpha_3^n F_{3ct} (t_3 - t_{ct});$$

– для стенки контейнера

$$m_{ct} c_{ct} \frac{dt_{ct}}{d\tau} = \alpha_1^n F_{1ct} (t_1 - t_{ct}) + \alpha_2^n F_{2ct} (t_2 - t_{ct}) + \alpha_3^n F_{3ct} (t_3 - t_{ct}) + \alpha_{вст}^k F_{ct} (t_b - t_{ct}) - K_{ct} F_{ct} (t_b - t_n);$$

– для массы воздуха в контейнере

$$m_b \frac{di_b}{d\tau} = \alpha_1^k F_1 (t_1 - t_b) - \alpha_2^k F_2 (t_b - t_2) - \alpha_3^k F_3 (t_b - t_3) - \alpha_{вст}^k F_{ct} (t_b - t_{ct}) + Q_0 z_m, \text{ где}$$

$F_1$  – поверхность теплообмена блоков оборудования с тепловыделением;  $m_1, c_1$  – масса и теплоемкость блоков с тепловыделением;

$F_2$  – поверхность теплообмена блоков оборудования без тепловыделения;  $m_2, c_2$  – масса и теплоемкость блоков без тепловыделением;

$F_{ct}$  – площадь внутренней поверхности контейнера;

$m_{ct}, c_{ct}$  – масса и средний коэффициент теплоемкости стенок контейнера;

$F_{1ct}, F_{2ct}, F_{3ct}$  – площадь поверхностей теплообмена блоков со стенкой контейнера;

$m_b, i_b, t_b$  – масса, энтальпия и температура воздуха в контейнере;

$\alpha_i^k, \alpha_i^n$  – коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением  $i$ -го объекта технической системы;

$K_{ct}$  – коэффициент теплопередачи стенки контейнера;

$Q_0, Q_1$  – тепловая мощность НХУ и тепловыделений блока 1.

$z_\tau = 0$  (НХУ выключена) при  $t_1 \geq T_{\max}$  (в режиме обогрева);

$z_\tau = 1$  (НХУ включена) при  $t_1 \leq T_{\min}$  (в режиме обогрева).

Программа [6] разработана на алгоритмическом языке C# в среде визуального программи-

рования MS Visual Studio. Программное средство предусматривает моделирование нестационарного процесса термостатирования для постоянной (предельной  $t_{\min}$  при обогреве,  $t_{\max}$  при охлаждении или средней  $t_{cp}$ ) температуры окружающей среды и в условиях суточного колебания температуры наружного воздуха ( $t_{var}$ ). В варианте учета суточных колебаний температуры предусмотрен также режим регулирования мощности НХУ в зависимости от фактического перепада определяющих температур ( $t_n, t_b, t_{ct}$ ), с целью исследования возможностей экономии энергоресурсов мобильного объекта.

При отладке программы использовались данные климатического стандарта по Волгограду [7], обработанные кубической аппроксимацией. Программа позволяет рассчитать тепловой режим системы, подобрать рациональную мощность НХУ, определить целесообразность и выбрать способ регулирования мощности.

На рис. 1 и 2 показаны кривые температур (воздуха  $T_b$ , объекта блок 1  $T_1$  и окружающей среды  $T_n$ ) в различных режимах 60-часового процесса термостатирования на примере метеорологических данных по Волгограду в зимнее время.

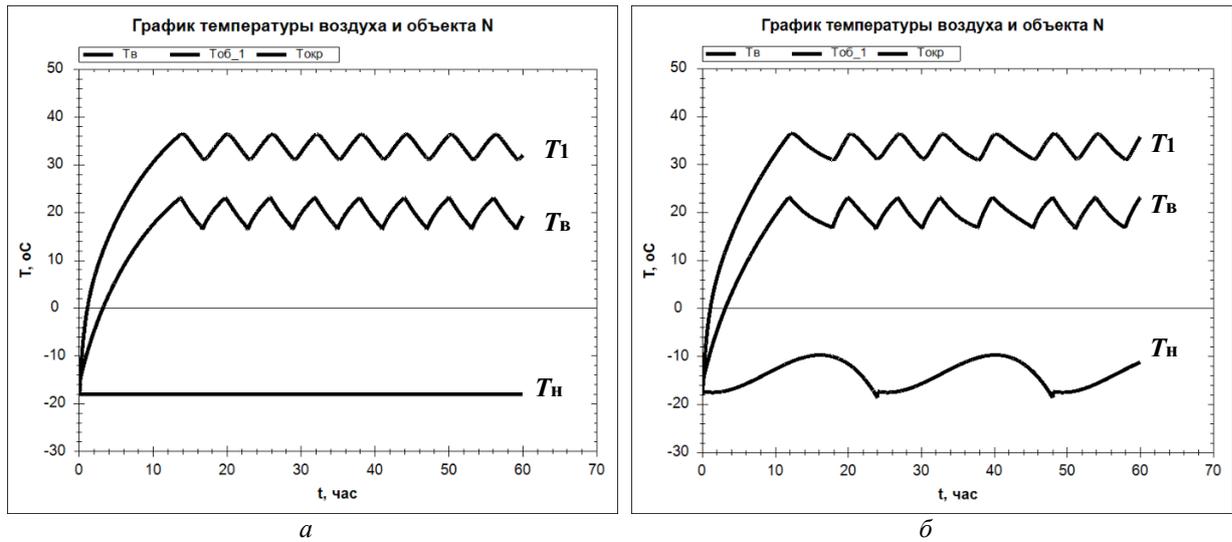


Рис. 1. Температурные графики без регулирования мощности:  
 $a - t_{\text{н}} = \text{const}, Q_0 = \text{const}; \delta - t_{\text{н}} = \text{var}, Q_0 = \text{const}$

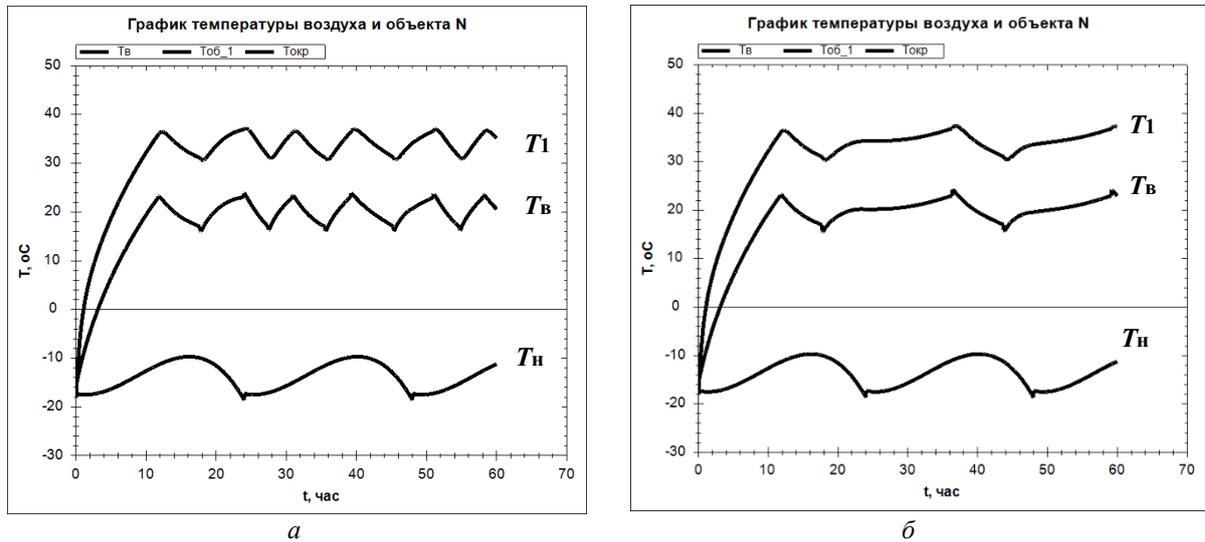


Рис. 2. Температурные графики с регулированием мощности:  
 $a - t_{\text{н}} = \text{var}, Q_0 = \text{var}$  по  $t_{\text{н}}$ ;  $\delta - t_{\text{н}} = \text{var}, Q_0 = \text{var}$  по  $t_{\text{ст}}$

В таблице приведены сравнительные характеристики основных эксплуатационных параметров: время выхода на режим, время актив-

ной работы СОТР, количество циклов включения ХНУ, расход энергии.

#### Характеристики режимов термостатирования

Режим		$t_{\text{min}}$	$t_{\text{cp}}$	$t_{\text{var}}$	$t_{\text{var}}$	$t_{\text{var}}$
Характеристики		$Q_0 \text{ const}$	$Q_0 \text{ const}$	$Q_0 \text{ const}$	$Q_0 \text{ var } (t_{\text{н}})$	$Q_0 \text{ var } (t_{\text{ст}})$
Выход на режим	час	13,6	10,9	11,8	11,8	11,8
Циклов включения	—	7,4	7	6,89	5	1,84
Работа	час	35,6	27,2	28,8	34,0	45,7
отклонение	%	23,6	-5,6	0,0	18,1	58,7
Энергия	кВт час	71,36	54,43	57,69	58,54	62,36
отклонение	%	23,7	-5,7	0,0	1,5	8,1

### Выводы и рекомендации

Анализ результатов численного исследования различных режимов обогрева (базовый вариант  $t_{\text{н}} = t_{\text{вар}}, Q_0 = \text{const}$ ) показывает следующее:

– При достаточно больших перепадах суточной температуры окружающей среды целесообразно рассчитывать требуемую мощность НХУ с учетом изменения суточной температуры. Предварительная оценка требуемой мощности НХУ по минимальной температуре окружающей среды дает завышение на 23,6 %, оценка по средней температуре – занижение на 5,6 % по сравнению с учетом ее суточных колебаний. В этих же пропорциях находится ресурсная оценка времени работы оборудования СОТР;

– регулирование мощности НХУ по фактической разности температур воздуха в бункере и окружающей среды позволяет на 18 % уменьшить время работы НХУ (количество циклов включения уменьшается на 25–30 %) при незначительном увеличении расхода энергии (до 1,5 %);

– регулирование мощности НХУ по разнице температур стенки контейнера (средней) и текущей температуры окружающей среды при выбранных теплофизических характеристиках стенок контейнера приводит к почти двукратному сокращению циклов включения НХУ. Но при этом возрастает время работы НХУ и на 8 % возрастает расход энергии;

– в зависимости от мощности собственных тепловыделений наблюдается определенный перегрев блока 1 по отношению к температуре статирования, что требует изучения возможностей перераспределения тепловых потоков по объему контейнера для компенсации перегрева.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Федосеев, В. Н. Эффективное управление системой топлотенерации в автономных производственных поме-

щениях / В. Н. Федосеев, И. А. Зайцева, Ю. Е. Острякова, Н. В. Целовальникова, В. Н. Емелин, В. Н. Воронов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2017, № 4 (58), Часть 4. – С. 109–112.

2. Комлев, Д. С. Моделирование характеристик течения и теплообмена воздуха в грузовых отсеках транспортных средств наземных комплексов при транспортировании объектов ракетной техники / Д. С. Комлев, В. В. Чугунков // Академические чтения по космонавтике, посвященные памяти академика С. П. Королева и других выдающихся отечественных ученых-пионеров освоения космического пространства, 44-е, 28–31 января 2020 года : сборник тезисов : в 2 т. / РАН, Государственная корпорация по космической деятельности «Роскосмос», МГТУ им. Н. Э. Баумана (Нац. исслед. ун-т). 2020. – Т. 1. – С. 626–627.

3. Комлев, Д. С. Моделирование течения и теплообмена воздуха при термостатировании космического аппарата в изотермическом транспортном контейнере / Д. С. Комлев, В. В. Чугунков // Академические чтения по космонавтике, посвященные памяти академика С. П. Королева и других выдающихся отечественных ученых-пионеров освоения космического пространства, 45-е, 30 марта – 2 апреля 2021 года : сборник тезисов : в 4 т. / Российская академия наук, Государственная корпорация по космической деятельности «Роскосмос», Комиссия РАН по разработке научного наследия пионеров освоения космического пространства, МГТУ им. Н. Э. Баумана (Нац. исслед. ун-т). 2021. – Т. 2. – С. 468–469.

4. Петренко, В. И. Тепловой расчет контейнера / Методич. указания / В. И. Петренко, В. А. Андреев, В. А. Комочков. Волгоград : ИУНЛ ВолгГТУ, 2013. – 26 с.

5. Платицин, К. А. Моделирование тепловых режимов бункеров агрегатов мобильных комплексов / К. А. Платицин, Т. А. Агеева, В. А. Комочков // Наука и технологии. Материалы XXXIV Всероссийской конференции. Том 2. – М: РАН, 2014. – С. 140–148.

6. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023668429 Российская Федерация. Программа моделирования теплового режима объектов термостатируемого контейнера: № 2023667689: заявлено 28.08.2023; правообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный технический университет» (RU). – Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ.

7. Климат СССР. Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей. – ГОСТ 16350-80 : дата введения 1981-07-01. Переиздание сентябрь 1985 / Государственный комитет СССР по стандартам.

УДК 629.3.027.3

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-82-86

*В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, И. А. Беляков***АДАПТИВНЫЙ ГИДРОАМОРТИЗАТОР  
С УЛУЧШЕННЫМ ГАШЕНИЕМ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВА И КОЛЕС****Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия**

nvv\_60@mail.ru, chernykv@rambler.ru, avp24897@mail.ru, ivan.belyakov2018@gmail.com

Автор, ответственный за переписку:

Беляков Иван Александрович, ivan.belyakov2018@gmail.com

Представлено описание устройства и работы адаптивного гидравлического амортизатора с повышенной эффективностью гашения колебаний кузова и колес автотранспортных средств. Он представляет собой однотрубный газонаполненный гидроамортизатор, который обеспечивает автоматическое переключение между режимами сопротивления в зависимости от амплитуды, частоты и направления колебаний. При небольших амплитудах колебаний рабочая диаграмма подвески имеет вид «плавной бабочки» с плавным уменьшением сопротивления при подходе поршня к среднему положению и увеличением сопротивления при смене направления деформации подвески. При возникновении больших колебаний происходит автоматическое увеличение площади рабочей диаграммы, за счет увеличения сопротивления после прохода среднего положения.

*Ключевые слова:* адаптивный амортизатор, подвеска, рабочая диаграмма, автотранспортное средство

*V. V. Novikov, K. V. Chernyshov, A. V. Pozdeev, I. A. Belyakov***ADAPTIVE HYDRAULIC SHOCK ABSORBER WITH ENHANCED  
BODY AND WHEEL VIBRATION DAMPING****Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia**

The description of the device and operation of an adaptive hydraulic shock absorber with increased vibration damping efficiency of the body and wheels of vehicles is presented. It is a single-tube gas-filled hydraulic shock absorber that provides automatic switching between resistance modes depending on the amplitude, frequency, and direction of oscillation. With small oscillation amplitudes, the suspension operating diagram has the form of a "smooth butterfly" with a gradual decrease in resistance when the piston approaches the middle position and an increase in resistance when changing the direction of suspension deformation. When large fluctuations occur, the area of the working diagram is automatically increased by increasing the resistance after passing the middle position.

*Keywords:* adaptive shock absorber, suspension, working diagram, motor vehicle

Гидравлические амортизаторы (ГА) широко используются в подвесках автотранспортных средств (АТС) для снижения колебаний кузова и колес. Однако традиционные нерегулируемые ГА не способны эффективно гасить колебания на разбитых дорогах, что приводит к снижению плавности хода и скоростей движения АТС. В последние годы значительное внимание уделяется разработке новых адаптивных ГА, обладающих высокими демпфирующими свойствами, компактностью и надежностью. Перспективные направления развития данной отрасли представлены в работах [1–7]. Коллектив ВолгГТУ запатентовал множество разработок по данной тематике [8–13].

Одна из этих разработок послужила прототипом описанной ниже конструкции ГА [14]. Устройство включает саморегулирующий клапан-реле с гидравлической системой, который

автоматически меняет сопротивление, обеспечивая эффективное гашение колебаний кузова и колес и снижение потерь энергии в подвеске при различных условиях эксплуатации АТС.

На рис. 1 изображен общий вид адаптивного амортизатора, а на рис. 2 – рабочие диаграммы подвески с адаптивным амортизатором при открытом и закрытом регулирующем клапане-реле.

Адаптивный амортизатор содержит цилиндр 1, установленный в нем шток 2 с поршнем 3, делящим цилиндр 1 на надпоршневую 4 и подпоршневую 5 полости, заполненные жидкостью (рис. 1). На концах цилиндра 1 выполнены верхнее 6 и нижнее 7 радиальные отверстия и против них сбоку цилиндра 1 приварены верхняя 8 и нижняя 9 бонки. В средней части цилиндра 1 выполнена широкая внутренняя проточка 10, соединенная радиальным отвер-

стием 11 со средней бонкой 12, приваренной сбоку в средней части цилиндра 1. Ширина внутренней проточки 10 цилиндра 1 равна высоте поршня 3. В нижней части цилиндра 1 размещена компенсационная пневматическая камера 13, которая отделена от гидравлической подпоршневой полости 5 цилиндра 1 плавающим поршнем 14.

Сбоку цилиндра 1 напротив средней бонки 12 установлен саморегулирующий клапан-реле, в корпусе 15 которого установлен ступенчатый плунжер 16, большая ступень которого поджата

вверх пружиной 17, а меньшая ступень выходит наружу. В большей ступени плунжера 16 выполнены косые отверстия 18, соединяющие кольцевую подплунжерную полость 19 с надплунжерной полостью 20 через обратный клапан 21. Кольцевая подплунжерная полость 19 соединена со средней бонкой 12 и с блоком 22 обратных клапанов хода сжатия 23 и хода отбоя 24, поджатых в разные стороны общей пружиной 25 и перекрывающих выходные отверстия, соединенные с верхней 8 и нижней 9 бонками наружными трубками 26 и 27.

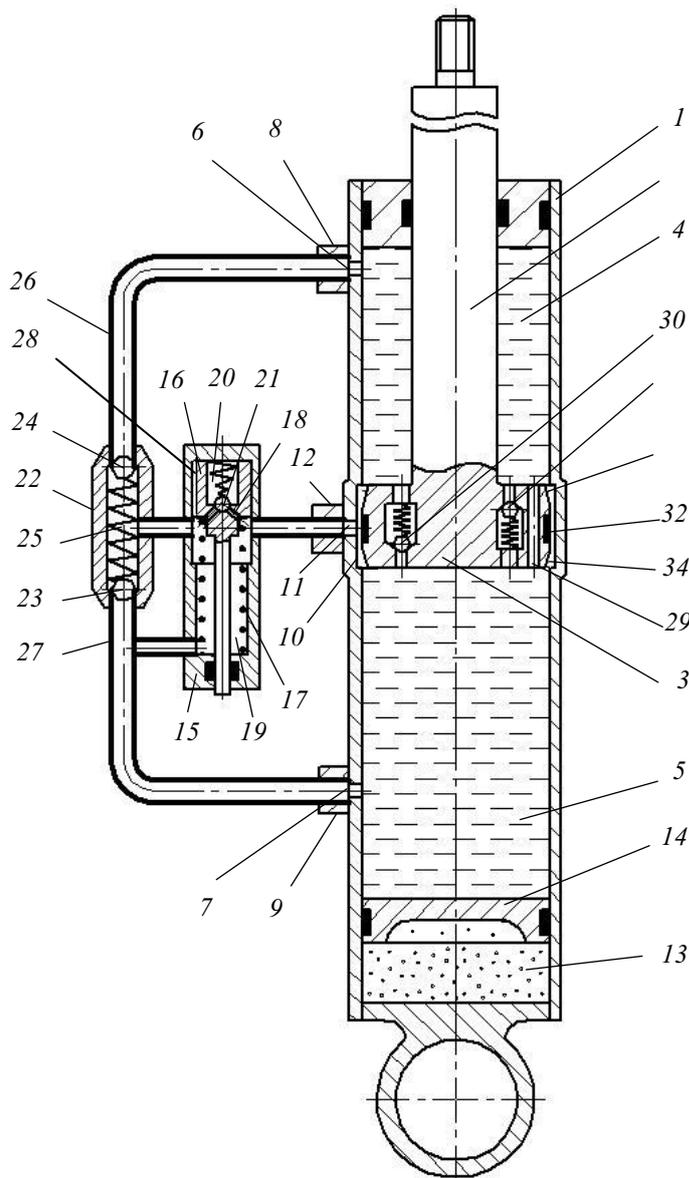


Рис. 1. Адаптивный гидроамортизатор:

1 – рабочий цилиндр; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – надпоршневая полость; 5 – подпоршневая полость; 6, 7 и 11 – верхнее, нижнее и среднее радиальные отверстия; 8, 9 и 12 – верхняя, нижняя и средняя бонки; 10 – внутренняя проточка; 13 – компенсационная пневмокамера; 14 – плавающий поршень; 15 – саморегулирующий клапан-реле; 16 – ступенчатый плунжер; 17 – пружина плунжера; 18 – косые отверстия; 19 – кольцевая подплунжерная полость; 20 – надплунжерная полость; 21 – обратный клапан; 22 – блок обратных клапанов ходов сжатия 23 и отбоя 24 с пружиной 25; 26 и 27 – наружные обводные трубки; 28 – дроссельный паз; 29 – основной дроссель; 30 и 31 – предохранительные клапаны ходов сжатия и отбоя; 32 – уплотнение поршня; 33 и 34 – верхняя и нижняя кольцевые щели

На большей ступени плунжера 16 выполнен продольный дроссельный паз 28, сообщающий надплунжерную 20 кольцевую подплунжерную 19 полости между собой.

В поршне 3 установлен дроссель 29 и предохранительные клапаны хода сжатия 30 и хода отбоя 31, сообщающие надпоршневую 4 и подпоршневую 5 полости между собой. На поршне 3 в его средней части установлено уплотнительное фторопластовое кольцо 32, а верхний и нижний края поршня 3 выполнены в виде усеченных конусов, образующих с цилиндром 1 верхнюю 33 и нижнюю 34 кольцевые конические щели, обеспечивающие плавное уменьшение гидравлического сопротивления при подходе поршня 3 к своему среднему положению после прохода уплотнения 32 верхнего или нижнего края проточки 10. Поскольку максимальная площадь поперечного сечения кольцевых конических щелей 33 и 34 напротив верхнего и нижнего торцов поршня 3 больше или равна площади дросселя 29, то при нахождении поршня 3 в среднем положении обеспечивается увеличение общей площади дросселирования жидкости более двух раз, что означает плавное и существенное (более четырех раз) уменьшение силы сопротивления амортизатора. В результате реализуется рабочая диаграмма в виде «плавной бабочки» (рис. 2, замкнутая линия abcdefg).

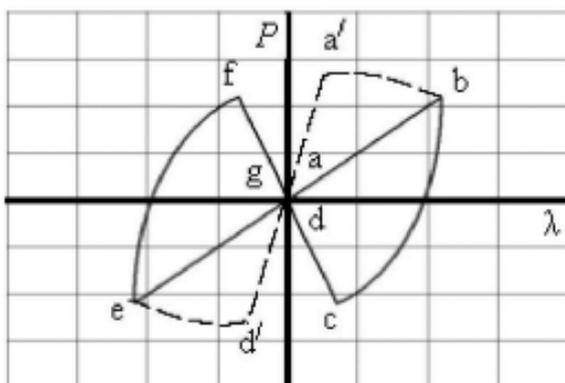


Рис. 2. Рабочие диаграммы подвески с линейным упругим элементом и адаптивным амортизатором: замкнутая линия abcdefg – при открытом клапане-реле 15; замкнутая линия aa'bcdd'efg – при закрытом клапане-реле 15

Амортизатор работает следующим образом.

При колебаниях подвески с небольшими амплитудами давление в компенсационной пневматической камере 13 меняется незначительно. Поэтому подпружиненный ступенчатый плунжер 16 под действием пружины 17 на-

ходится в крайнем верхнем положении, и его большая ступень не перекрывает верхние радиальные отверстия в корпусе саморегулирующего клапана-реле. При этом в зависимости от положения поршня 3 и направления его перемещения возможны разные режимы работы амортизатора, обеспечивающие плавно-прерывистое изменение сопротивления, что показано на рабочей диаграмме в виде «плавной бабочки» (рис. 2, замкнутая линия abcdefg).

На участке a...b поршень 3 вместе со штоком 3 перемещается от средней части цилиндра 1 вниз. Давление в подпоршневой полости 5 возрастает, а в надпоршневой полости 4 уменьшается, что приводит к перемещению плавающего поршня 14 вниз и увеличению давления газа в компенсационной камере 13. Под действием перепада давлений на поршне 3 жидкость из подпоршневой полости 5, отжимая обратный клапан хода сжатия 23, поступает в надпоршневую полость 4 через нижнее радиальное отверстие 7 цилиндра 1, нижнюю бонку 9, нижнюю обводную трубку 27, обратный клапан 23, радиальные отверстия и кольцевую подплунжерную полость 19 регулирующего клапана-реле 15, среднюю бонку 12 и среднее радиальное отверстие 11. Поскольку основной объем жидкости свободно выдавливается через обратный клапан хода сжатия 23, то дроссель 29 практически выключен из работы и сила сопротивления амортизатора близка к нулю.

На участке b...c происходит растяжение амортизатора вместе с упругим элементом подвески. При этом поршень 3 перемещается вверх к средней части цилиндра 1, а шток 2 выходит из цилиндра 1. Давление в надпоршневой полости 4 возрастает, а в подпоршневой полости 5 уменьшается, что приводит к перемещению плавающего поршня 14 вверх и уменьшению давления газа в компенсационной камере 13. Поскольку при этом обратный клапан хода сжатия 23 закрыт, то жидкость из надпоршневой полости 4 выдавливается поршнем 3 в подпоршневую полость 5 через дроссель 29, обеспечивая повышенное сопротивление амортизатора на ходе отбоя, которое на участке b...c плавно увеличивается от момента смены направления деформации амортизатора до момента прохождения уплотнением 32 нижнего края проточки 10 в цилиндре 1. При дальнейшем ходе растяжения на участке c...d жидкость из надпоршневой полости 4 поступает в подпоршневую полость 5 не только через дроссель

29, но и через верхнее радиальное отверстие 6, верхнюю бонку 8, верхнюю обводную трубку 26, обратный клапан хода отбоя 24, штуцер-тройник 22, радиальные отверстия и кольцевую подплунжерную полость 19 саморегулирующего клапана-реле 15, среднюю бонку 12, среднее радиальное отверстие 11, внутреннюю проточку 10 и нижнюю кольцевую коническую щель 34 между цилиндром 1 и поршнем 3, которая до момента занятия поршнем 3 среднего положения постепенно увеличивается, обеспечивая плавное и существенное (более четырех раз) уменьшение силы сопротивления амортизатора.

При больших скоростях растяжения подвески на участках  $b...c$  и  $c...d$  срабатывает предохранительный клапан хода отбоя 31, через который жидкость из надпоршневой полости 4 перетекает в подпоршневую полость 5, что ограничивает силу амортизатора на ходе отбоя.

На участке  $d...e$  происходит дальнейшее растяжение амортизатора вместе с упругим элементом подвески, поэтому этот участок рабочей диаграммы имеет вид прямой наклонной линии, соответствующей жесткости линейного упругого элемента, например цилиндрической пружины. Поскольку при этом основной объем жидкости свободно выдавливается через обратный клапан хода отбоя 24, то дроссель 29 практически выключен из работы и сила сопротивления амортизатора близка к нулю.

На участке  $e...f$  происходит сжатие амортизатора и упругого несущего элемента подвески. При этом поршень 3 перемещается вниз, а шток 2 входит в цилиндр 1. Давление в подпоршневой полости 5 возрастает, а в надпоршневой полости 4 уменьшается, что приводит к перемещению плавающего поршня 14 вниз и увеличению давления газа в компенсационной камере 13. Поскольку при этом обратный клапан хода сжатия 24 закрыт, то жидкость из подпоршневой полости 5 выдавливается в надпоршневую полость 4 через дроссель 29, что обеспечивает повышенное сопротивление амортизатора, которое плавно увеличивается от момента смены направления деформации амортизатора до момента прохождения уплотнением 32 верхнего края внутренней проточки 10 в цилиндре 1. При дальнейшем ходе сжатия на участке  $f...g$  жидкость из подпоршневой полости 5 поступает в надпоршневую полость 4 не только через дроссель 29, но и через нижнее радиальное отверстие 7, нижнюю бонку 9, нижнюю обводную трубку 27, обратный клапан хо-

да сжатия 23, штуцер-тройник 22, радиальные отверстия и кольцевую подплунжерную полость 19 саморегулирующего клапана-реле 15, среднюю бонку 12, среднее радиальное отверстие 11, внутреннюю проточку 10 и верхнюю кольцевую коническую щель 33 между цилиндром 1 и поршнем 3, которая до момента занятия поршнем 3 среднего статического положения постепенно увеличивается, обеспечивая плавное и существенное (более четырех раз) уменьшение силы сопротивления амортизатора.

При больших скоростях сжатия подвески на участках  $e...f$  и  $f...g$  срабатывает предохранительный клапан хода сжатия 30, через который жидкость из подпоршневой полости 5 перетекает в надпоршневую полость 4, что ограничивает силу амортизатора на ходе сжатия.

При дальнейших ходах сжатия и отбоя описанная последовательность работы амортизатора повторяется, что обеспечивает саморегулирование неупругого сопротивления по амплитуде, направлению и частоте колебаний, формируя рабочую диаграмму подвески в виде «плавной бабочки» с существенным (более четырех раз) и плавным уменьшением сопротивления амортизатора при подходе к среднему положению (рис. 2).

При увеличении колебаний подвески происходит увеличение ходов штока 2 с поршнем 3 и плавающего поршня 14 в цилиндре 1, что увеличивает изменение давлений в компенсационной пневматической камере 13 и подпоршневой полости 5. При превышении на ходе сжатия статического давления в компенсационной камере 13 и подпоршневой полости 5 более чем в 1,5 раза ступенчатый плунжер 16 перемещается вниз, дополнительно сжимая пружину 17, и своей большей ступенью перекрывает верхние радиальные отверстия в корпусе саморегулирующего клапана-реле 15, обеспечивая перекрытие прохождения жидкости через радиальное отверстие 11 и увеличение неупругого сопротивления амортизатора на ходах сжатия и отбоя, что необходимо для эффективного гашения больших колебаний кузова и колес. В результате рабочая диаграмма становится круговой и приобретает вид эллипса с плавным уменьшением сопротивления в среднем положении (рис. 2, замкнутая линия  $aa'bcdd'e'fg$ ). При перемещении плунжера 16 вниз жидкость из кольцевой подплунжерной полости 19 поступает в надплунжерную полость 20 через косые отверстия 18 и подпружиненный обратный клапан 21.

При уменьшении колебаний подвески максимальное давление в компенсационной камере 13 уменьшается, обратный клапан 21 закрывается и ступенчатый плунжер 16 под действием пружины 17 медленно (за 1...2 секунды) перемещается вверх, выдавливая жидкость из надплунжерной полости 20 в кольцевую подплунжерную полость 19 через продольный дроссельный паз 22 на большей ступени плунжера 16. При полном подъеме ступенчатого плунжера 16 верхние радиальные отверстия в корпусе саморегулирующего клапана-реле 15 открываются полностью, в результате чего рабочая диаграмма приобретает исходный вид «плавной бабочки», обеспечивающей эффективное гашение резонансных колебаний кузова транспортного средства (рис. 2, замкнутая линия abcdefg).

Предлагаемый адаптивный амортизатор обеспечивает автоматическое регулирование сопротивления в цикле колебаний в зависимости от частоты, амплитуды и направления деформации подвески, что позволяет эффективно гасить резонансные колебания кузова и колес, а также снижать потери энергии в подвеске при движении АТС по практически любым типам дорог.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Фурунжиев, Р. И. Исследование некоторых вопросов демпфирования колебаний автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1966. – 20 с.
2. Crosby, M. J. The Active Damper — a New Concept for Shock and Vibration Control / M.J. Crosby, D.C. Karnopp // 43rd Shock and Vibration Bulletin, Part H, June, 1973. – P. 46–73.
3. Новиков, В. В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов; ВолгГТУ. – 2-е изд., испр. и доп. – М.; Вологда, 2021. – 384 с.

4. Чернышов, К. В. Теоретический анализ виброзащитных свойств одноопорной подвески при постоянном и регулируемом неупругом сопротивлении в цикле колебаний / К. В. Чернышов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев // Грузовик. – 2022. – №10. – С. 15–23.

5. Новиков, В. В. Vibration-protective properties of the suspension with smooth regulation of inelastic resistance in the vibration cycle / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, А. С. Дьяков, Т. V. Golubchik, В. Г. Дыгало, О. И. Чудаков, Р. А. Закиров, Д. А. Подошвин // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение (Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry). – 2022. – Т. 22, № 3. – С. 78–86.

6. Чернышов, К. В. Динамика движения. Регулируемые подвески: учеб. пособие / К. В. Чернышов, И. М. Рябов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев, А. М. Ковалев. – 2-е изд. – Москва; Вологда, 2023. – 160 с.

7. Новиков, В. В. Расчет систем поддрессоривания автотранспортных средств: учебник / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев; под общ. ред. В. В. Новикова. – М.; Вологда: Инфра-Инженерия, 2024. – 316 с.

8. Пат. 2750312 Российская Федерация, МПК F16F9/48 Амортизатор / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, Д. А. Подошвин; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2021.

9. Пат. 2752047 Российская Федерация, МПК F16F9/48 Амортизатор / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, Д. А. Подошвин; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2021.

10. Пат. 2750314 Российская Федерация, МПК F16F9/48 Амортизатор / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, Д. А. Подошвин; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2021.

11. Пат. 2750348 Российская Федерация, МПК F16F9/48 Амортизатор / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, Д. А. Подошвин; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2021.

12. Пат. 230065 Российская Федерация, МПК F16F9/48 Адаптивный амортизатор / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, И. А. Беляков, А. Р. Брунилина; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2024.

13. Пат. 230304 Российская Федерация, МПК F16F9/48 Саморегулируемый амортизатор / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, И. А. Беляков, А. Р. Брунилина; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2024.

14. Пат. 230709 Российская Федерация, МПК F16F9/48 Адаптивный амортизатор / В. В. Новиков, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, И. А. Беляков, А. Р. Брунилина; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2024.

УДК 629.3.018; 629.3.027.3

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-86-90

*А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, В. В. Новиков, А. М. Ковалев*

### СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПОДВЕСКИ С ИНЕРЦИОННО-ФРИКЦИОННЫМ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМ АМОРТИЗАТОРАМИ

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

pozdeev.vstu@gmail.com, chernykv@rambler.ru, nvv\_60@mail.ru, ak-553@yandex.ru

Автор, ответственный за переписку: Алексей Владимирович Поздеев, pozdeev.vstu@gmail.com

Представлены результаты стендовых испытаний подвески с инерционно-фрикционным (ИФА) и гидравлическим амортизаторами (ГА). ИФА представляет собой маховичный поглотитель колебаний с планетарным редуктором-мультипликатором, на входном валу которого установлена фрикционная муфта и поворотный рычаг, а на выходном валу – маховик в виде диска. ИФА устанавливается на поддрессоренной массе, с помощью тяги его поворотный рычаг соединяется с неподдрессоренной массой. Стендовые испытания проведены на универсальном кинематическом стенде кафедры «Автоматические установки» ВолгГТУ с пневматической подвеской при отдельной и совместной работе ИФА и ГА с различными значениями поддрессо-

ренной массы, амплитуды кинематического возмущения, массы маховика и силе трения в фрикционной муфте. По результатам стендовых испытаний построены зависимости максимальных размахов абсолютных колебаний поддрессоренной массы от частоты возмущения.

*Ключевые слова:* автомобильная подвеска, виброзащитные свойства, гидравлический амортизатор, инерционно-фрикционный амортизатор, стендовые испытания

*A. V. Pozdeev, K. V. Chernyshov, V. V. Novikov, A. M. Kovalev*

## BENCH TESTING OF CAR SUSPENSION WITH INERTIAL-FRICTION AND HYDRAULIC SHOCK ABSORBERS

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

The results of bench tests of suspension with inertial-friction (IFA) and hydraulic shock absorbers (HA) are presented. The IFA is a flywheel absorber with a planetary gearbox-multiplier, which has a friction clutch and a rotary lever on the input shaft, and a flywheel in the form of a disc on the output shaft. The IFA is installed on the sprung mass, and its rotary lever is connected to the unsprung mass using a linkage. Bench tests were conducted on a universal kinematic bench of the Department of Automatic Installations at VolgSTU with a pneumatic suspension during separate and combined operation of the IFA and GA with different values of the sprung mass, amplitude of the kinematic disturbance, flywheel mass, and friction force in the friction clutch. Based on the results of bench tests, the maximum amplitudes of absolute oscillations of the sprung mass were plotted as a function of the disturbance frequency.

*Keywords:* car suspension, vibration protection properties, hydraulic shock absorber, inertial-friction shock absorber, bench tests

### Введение

Одним из перспективных направлений повышения виброзащитных свойств систем поддрессирования автотранспортных средств (АТС) является применение инерционных амортизаторов, выполняющих функции динамических гасителей и поглотителей колебаний. Отечественными и зарубежными исследователями предлагаются различные конструкции систем виброзащиты, включающих динамические гасители [1–4]. Идея использования инерционно-фрикционных амортизаторов с маховиками (ИФА) впервые была предложена профессорами И. М. Рябовым и В. В. Новиковым в Волгоградском государственном техническом университете. В последующих работах [5–10] было неоднократно доказано, что различные конструкции ИФА с реечной передачей (по патенту РФ на изобретение № 2142585), реечной и цилиндрической передачами (по патенту РФ на изобретение № 2313014), шариковой винтовой передачей (по патентам РФ на изобретения № 2142586, 2726324 и на полезные модели № 195304, 195309), червячной передачей [9], планетарным редуктором-мультипликатором (по патентам РФ на изобретение № 2486385 и на полезные модели № 188666, 189476, 189482) обеспечивают эффективное уменьшение низкочастотных колебаний поддрессоренной массы.

Как показали исследования, при наличии амортизатора в подвеске ИФА создает силы в зонах неэффективной работы ГА, направленные против увеличивающейся амплитуды колебаний поддрессоренной массы силы ГА, а в зонах эффективной работы увеличивает общее сопро-

тивление, идущее на гашение колебаний. Поэтому в настоящее время наибольший научный интерес представляет исследование совместного действия гидравлического и инерционно-фрикционного амортизаторов.

### Особенности и результаты стендовых испытаний

Экспериментальное исследование виброзащитных свойств подвески с инерционно-фрикционным и гидравлическим амортизаторами проводилось на одноопорном стенде для испытания пневматических шин и упругих элементов транспортных средств кафедры «Автоматические установки» [11]. В качестве упругого элемента использовалась пневматическая рессора автобуса «Волжанин» с резинокордной оболочкой (РКО) рукавного типа, а в качестве демпфирующих элементов – гидравлический амортизатор «HOLA S461» автомобиля «ГАЗель» и экспериментальный ИФА с планетарным редуктором-мультипликатором, разработанный по патенту РФ № 2486385 (рис. 1).

Стендовые испытания проводились при следующих исходных данных: поддрессоренная масса  $M = 1000$  и  $700$  кг; объем рабочей полости (полости РКО) пневматической рессоры  $V_p = 11$  л; двойная амплитуда кинематического возмущения (размах)  $2q_0 = 18, 21$  и  $26$  мм; жесткость пружины, имитирующей шину,  $c_{ш} = 300000$  Н/м (все витки работают), при отключении витков пружины жесткость повышается; неподдрессоренная масса  $m = 135$  кг; сила сухого трения в подвеске  $T = 3,0–5,0$  % от поддрессоренного веса ( $G = Mg$ ); масса маховика  $M_{max} = 5$  и  $1,5$  кг; сила на рычаге гасителя в мо-

мент буксования фрикционной муфты ИФА  $F_{тр} = 2000, 1500, 1250, 1100, 750$  и  $500$  Н.

На рис. 2 показаны экспериментальные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) раз-

махов абсолютных колебаний подрессоренной массы  $M = 1,0$  т в двухмассовой одноопорной колебательной системе с пневматической рессорой и различными амортизаторами.

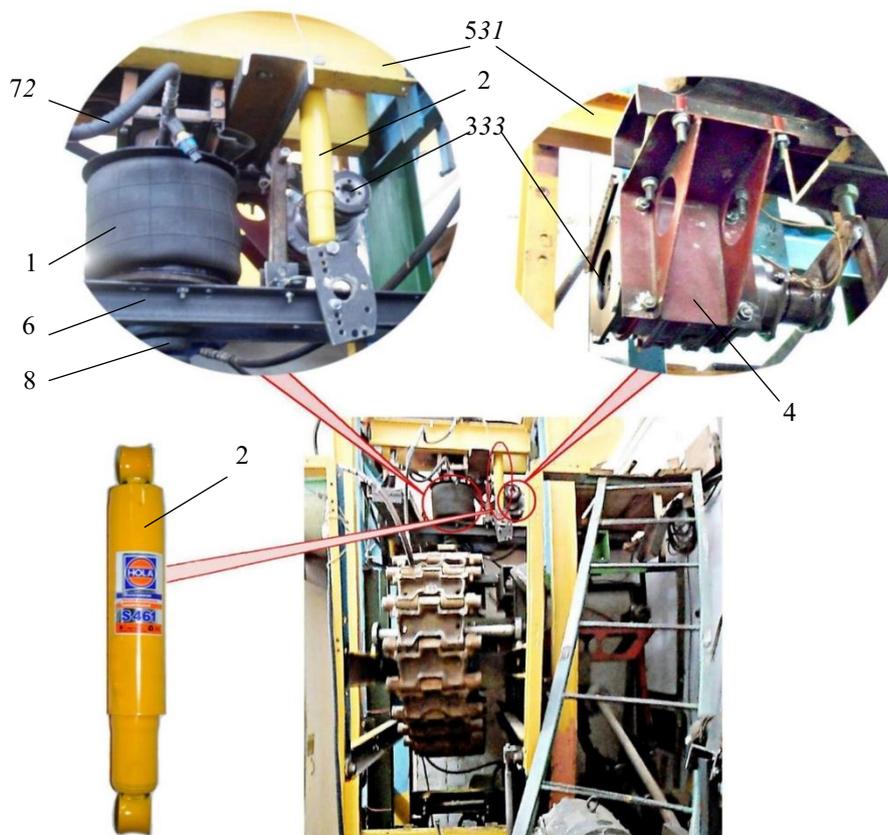


Рис. 1. Общий вид экспериментальной подвески на универсальном стенде кафедры «Автоматические установки» ВолгГТУ:

1 – пневморессора; 2 – ГА; 3 – ИФАП; 4 – кронштейн крепления ИФАП к подрессоренной массе; 5 – подрессоренная масса; 6 – неподдресоренная масса; 7 – пневматическая магистраль от воздушного компрессора к пневматической рессоре; 8 – пружина, имитирующая шину

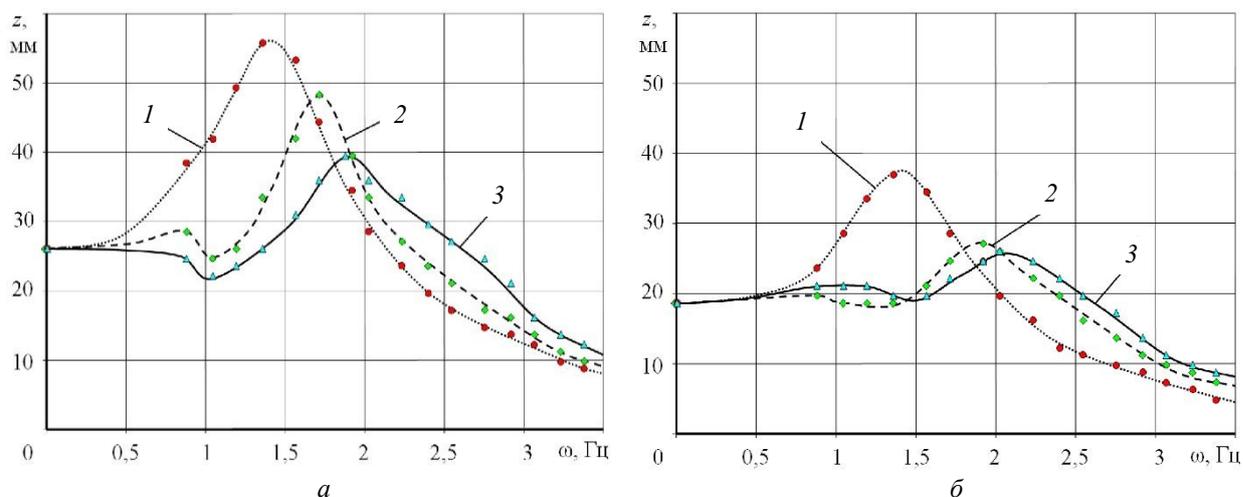


Рис. 2. Экспериментальные АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы  $M = 1$  т при  $2q_0 = 26$  мм (а) и  $2q_0 = 18$  мм (б) на пневмоподвеске с различными амортизаторами: 1 – ГА; 2 – ИФА ( $M_{\max} = 5$  кг,  $F_{тр} = 2,0$  кН); 3 – совместная установка ГА и ИФА ( $M_{\max} = 5$  кг,  $F_{тр} = 2,0$  кН)

Как видно из графиков на рис. 2, *а* и *б*, совместная установка ГА и ИФА обеспечивает наиболее высокие виброзащитные свойства подвески с коэффициентом динамичности  $K_d = 1,54$  и  $1,44$  соответственно для кинематического возмущения  $2q_0 = 26$  и  $18$  мм. При этом увеличивается собственная частота колебаний подрессоренной массы с  $1,3$ – $1,4$  Гц (для гидравлического амортизатора) до  $1,9$ – $2,1$  Гц соответственно, что обусловлено фрикционной парой сухого трения в муфте ИФА.

Также были получены экспериментальные АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы  $M = 0,7$  т в одноопорной колебательной системе (пружина, имитирующая шину, жестко зажимается на стенде) с пневматической рессорой и различными амортизаторами при тех размахах кинематического возмущения. Уменьшение подрессоренной массы потребовало уменьшения массы маховика ( $M_{\max} = 1,5$  кг) и ослабление момента буксования фрикционной муфты ИФА ( $F_{\text{тр}} = 1,5$  кН).

В одноопорной колебательной системе с ГА и ИФА коэффициент динамичности принимает значения в диапазоне  $K_d = 1,27$ – $1,31$ , что существенно ниже, чем у подвески с ГА ( $K_d = 1,6$ – $1,7$ ).

Отдельное использование в подвеске ИФА с ослабленным в редукторе сухим трением без ГА приводит к резкому увеличению низкочастотных колебаний подрессоренной массы с коэффициентом динамичности  $K_d = 2,9$ , что характерно для серийной подвески с ГА.

Поэтапное увеличение рабочих витков пружины, имитирующей пневматическую шину автомобиля, приводит к незначительному усилению колебаний во всем рассматриваемом частотном диапазоне.

Получены АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы  $M = 0,7$  т при  $M_{\max} = 1,5$  кг,  $2q_0 = 26$  и  $18$  мм и различной силе сухого трения в муфте ИФА ( $F_{\text{тр}} = 0,5$  кН;  $F_{\text{тр}} = 0,75$  кН;  $F_{\text{тр}} = 1,25$  кН).

Выявлено, что наименьшие колебания подрессоренной массы в рассматриваемом диапазоне частот обеспечивает оптимальное приведенное к оси колебаний сухое трение в муфте ИФА, равное  $0,75$  кН. При этом коэффициент динамичности в случае совместной установки ГА и ИФА достигает величины  $K_d = 1,27$ , что значительно ниже, чем при классической подвеске с ГА и  $K_d = 1,7$ .

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости максимальных размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы  $M = 0,7$  т от двойной амплитуды кинематического возмущения  $2q_0$  на пневмоподвеске с различными амортизаторами, полученные при резонансной частоте возмущения.

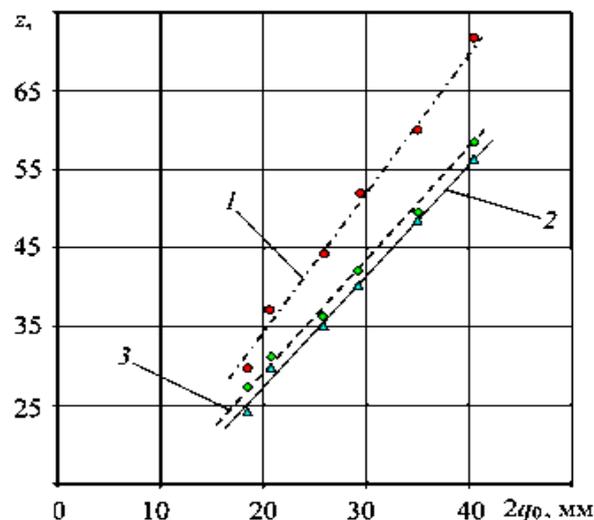


Рис. 3. Экспериментальные зависимости максимальных размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы  $M = 0,7$  т от двойной амплитуды кинематического возмущения  $2q_0$  на пневмоподвеске:

1 – ГА; 2, 3 – совместная установка ГА и ИФАП; 1 –  $\nu = 1,71$  Гц; 2 –  $M_{\max} = 1,5$  кг,  $F_{\text{тр}} = 0,75$  кН,  $\nu = 2,05$  Гц; 3 –  $M_{\max} = 1,5$  кг,  $F_{\text{тр}} = 1,2$  кН,  $\nu = 2,05$  Гц; 1, 2, 3 – работает один виток пружины, имитирующей шину

Из рис. 3 видно, что максимальные размахи абсолютных колебаний подрессоренной массы изменяются пропорционально двойной амплитуде кинематического возмущения  $2q_0$ , причем наименьшие размахи соответствуют оптимальной настройке ИФА.

#### Выводы:

- наилучший эффект гашения колебаний подрессоренной массы достигается только при совместной работе гидравлического и инерционно-фрикционного амортизаторов (коэффициент динамичности  $K_d = 1,2$ – $1,3$ );

- инерционно-фрикционный амортизатор с маховиком массой  $1,5$  кг обеспечивает более высокие виброзащитные свойства подвески, чем с маховиком массой  $5$  кг;

- выявлено оптимальное приведенное к оси колебаний трение в муфте инерционно-фрикционного амортизатора, равное  $0,75$  кН;

- стендовые испытания автомобиля «ГА-Зель» подтвердили эффективность совместного применения инерционно-фрикционного и гид-

равлического амортизаторов, обеспечивающих эффективное снижение ускорений в низкочастотной и высокочастотной зонах кинематического воздействия.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Smith, M. C.* (2002). «Synthesis of mechanical networks: The inerter». *IEEE Transactions on Automatic Control*. 47 (10): 1648–1662. doi:10.1109/TAC.2002.803532
2. *Балабин, И. В.* Инертер как элемент эффективной защиты подвески автомобиля от высокочастотных динамических нагрузок / И. В. Балабин, Д. А. Плетин, И. С. Чабунин // Журнал автомобильных инженеров. – 2016. – № 2(97). – С. 26–31.
3. *Ree, F. E.* The use of centrifugal pendulum absorber for the reduction of linear vibration. *J. Appl. Mech.* – 1949. – V. 16, № 2. – P. 190–194.
4. *Xu, T.* Design and analysis of a shock absorber with variable moment of inertia for passive vehicle suspensions / T. Xu, M. Liang // *Journal of Sound and Vibration*. – 2015. – Vol. 355. – P. 66–85.
5. *Новиков, В. В.* Исследование инерционно-фрикционного амортизатора «СКАРН» / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, Д. В. Быкадоров, В. В. Воробьев, А. В. Галов // Прогресс транспортных средств и систем: материалы междунар. науч.-практ. конф. (7–10

сентября 1999 г.) / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 1999. – Ч. II. – С. 160–161.

6. *Новиков, В. В.* Амортизаторы с рекуперацией энергии в цикле колебаний / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, А. В. Галов // Справочник. Инженерный журнал. – М.: Машиностроение, 2001. – № 7. – С. 31–34.

7. *Новиков, В. В.* Расчет инерционно-фрикционных амортизаторов подвесок / В. В. Новиков // Грузовик &. – М.: Машиностроение, 2005. – № 3. – С. 22–23.

8. *Рябов, И. М.* Инерционные амортизаторы со сдвигающим элементом для подвесок АТС / И. М. Рябов, В. В. Новиков, В. В. Воробьев, С. В. Данилов, О. В. Смолянов // Грузовик &. – М.: Машиностроение, 2005. – № 4. – С. 9–10.

9. *Рябов, И. М.* Типы конструкций инерционно-фрикционных амортизаторов, их моделирование и испытания / И. М. Рябов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, А. С. Митрошенко // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 4. – С. 23–26.

10. *Рябов, И. М.* Экспериментальные исследования инерционно-фрикционных демпферов в системах подвешивания транспортных средств (Ч. 1) / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, С. В. Елисеев, Р. Ю. Упырь // Вестник Иркутского гос. техн. ун-та. – 2010. – Т. 42, № 2. – С. 146–154.

11. *Новиков, В. В.* Универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств / В. В. Новиков, И. М. Рябов, В. И. Колмаков, К. В. Чернышов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 3. – С. 45–50.

УДК 629.113

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-90-94

*В. В. Новиков, Д. А. Чумаков, А. В. Поздеев*

### РАЗРАБОТКА АДАПТИВНОЙ ПНЕМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ ПОВЫШЕННОЙ «ЖИВУЧЕСТИ» ДЛЯ ПОДВЕСКИ БЫСТРОХОДНОЙ МАШИНЫ

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

nvv\_60@mail.ru, chda1991@yandex.ru, avp24897@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Дмитрий Андреевич Чумаков, chda1991@yandex.ru

Представлены конструкция и принцип действия адаптивной пневмогидравлической рессоры (ПГР) повышенной «живучести», предназначенной для подвески быстроходных машин, эксплуатируемых в условиях значительных динамических и ударных нагрузок. Описана оригинальная система адаптивного демпфирования, обеспечивающая автоматическое увеличение сопротивления при возникновении максимальных ходов сжатия и отбоя, а также устройство предохранительного и аварийного клапанов, обеспечивающих ограничение силы неупругого сопротивления на ходе сжатия и предотвращение разрушения рессоры при критических перегрузках, включая подрыв на mine. Приведена методика расчета элементов рессоры.

*Ключевые слова:* быстроходная машина, пневмогидравлическая рессора, адаптивное демпфирование, плавность хода, методика расчета

*V. V. Novikov, D. A. Chumakov, A. V. Pozdееv*

### DEVELOPMENT OF ADAPTIVE PNEUMOHYDRAULIC SPRINGS OF INCREASED "SURVIVABILITY" FOR THE SUSPENSION OF A HIGH-SPEED VEHICLE

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

Presents the design and principle of operation of an adaptive pneumohydraulic spring (PHS) with increased durability, designed for the suspension of high-speed vehicles operating under significant dynamic and impact loads. An original adaptive damping system is described, which provides an automatic increase in resistance when maximum compression and rebound strokes occur, as well as safety and emergency valves that limit the force of inelastic resistance during compression and prevent the spring from collapsing during critical overloads, including mine detonation. The method of calculating the elements of the spring is given.

*Keywords:* high-speed machine, pneumohydraulic spring, adaptive damping, smooth running, calculation method

### Введение

Разработка подвески транспортного средства, сочетающей требования к высокой подвижности, комфорту и надежности в условиях сложного рельефа, остается одной из актуальных задач машиностроения [2; 5]. Пневмогидравлические рессоры (ПГР), объединяющие преимущества пневматических и гидравлических систем, широко применяются в подвесках быстроходных машин благодаря их способности адаптироваться к изменяющимся нагрузкам и гасить колебания различной амплитуды [1; 3]. Однако традиционные решения часто не обеспечивают достаточную защиту в условиях экстремальных воздействий, таких как ударные перегрузки или подрыв на mine [4; 6].

Актуальность повышения живучести ПГР обусловлена необходимостью надежного функционирования подвески в условиях резких динамических нагрузок, в том числе при полном растяжении или резком сжатии рессоры. Это требует разработки конструктивных решений, включающих адаптивные демпфирующие узлы и предохранительные механизмы, реагирующие на превышение давления и тем самым предотвращающие разрушение ПГР.

Ниже представлено описание и методика расчета адаптивной ПГР повышенной «живучести», которая автоматически изменяет сопротивление в зависимости от режимов работы: при малых и больших амплитудах колебаний, при полном растяжении, при воздействии ударных перегрузок.

#### 1. Описание устройства и работы адаптивной ПГР

Адаптивная ПГР (рис. 1) состоит из рабочего цилиндра 1 и гидроаккумулятора 2, установленных в корпусе 3 и соединенных между собой через адаптивный демпфирующий узел, размещенный в корпусе 3 и включающий демпфер максимального хода сжатия и демпфер максимального хода отбоя, выполненные в виде двух подпружиненных ступенчатых плунжеров 20 и 28, установленных в ступенчатых отверстиях 12 и 13 и перекрывающих при сра-

батывании поперечный канал 17 дополнительного дроссельного канала. В среднем соединительном канале 11 установлены предохранительный клапан 38 с основным дроссельным отверстием 45 и аварийный блок 46 с запорным 47 и срезным 56–58 элементами, защищающими рессору при критических перегрузках.

При малых амплитудах колебаний ступенчатые плунжеры 20 и 28 находятся в исходных положениях, основной и дополнительный дроссельные каналы открыты и жидкость свободно перетекает между полостями 6 и 9 через элементы 14, 11, 40, 39, 45, 43, 15 и 16, 23, 17, 31, 32, обеспечивая минимальное сопротивление и плавный ход. При увеличении амплитуд колебаний давления в полостях 9 и 10 изменяются. При превышении или снижении заданных значений происходит либо сжатие пружины 24, либо разжатие пружины 33, вследствие чего плунжеры 20 и 28 перемещаются, соответственно, вверх и вниз, перекрывая поперечный канал 17, что закрывает дополнительный дроссельный канал и увеличивает демпфирование. При уменьшении амплитуд колебаний плунжеры 20 и 28 с некоторой задержкой возвращаются в исходное положение, открывая поперечный канал 17, что снижает демпфирование.

При резких ударах или наезде на препятствие давление в подпоршневой полости 6 открывает предохранительный клапан 38 и жидкость через отверстие 40 обходит основной дроссель 45, ограничивая рост сопротивления. При подрыве на mine срабатывает аварийный клапан 47, открывая отверстие 48. При этом давление воздействует на поршень 56, срезается штифт 58 и жидкость сбрасывается наружу через отверстия 55 и 60, предотвращая разрушение рессоры. После снижения давления пружина 54 возвращает клапан 47 в рабочее положение, обеспечивая работоспособность подвески.

Таким образом, адаптивная ПГР автоматически регулирует сопротивление в зависимости от амплитуды и скорости колебаний, повышая плавность хода и «живучесть» подвески. Подробное описание конструкции приведено в патенте [7].

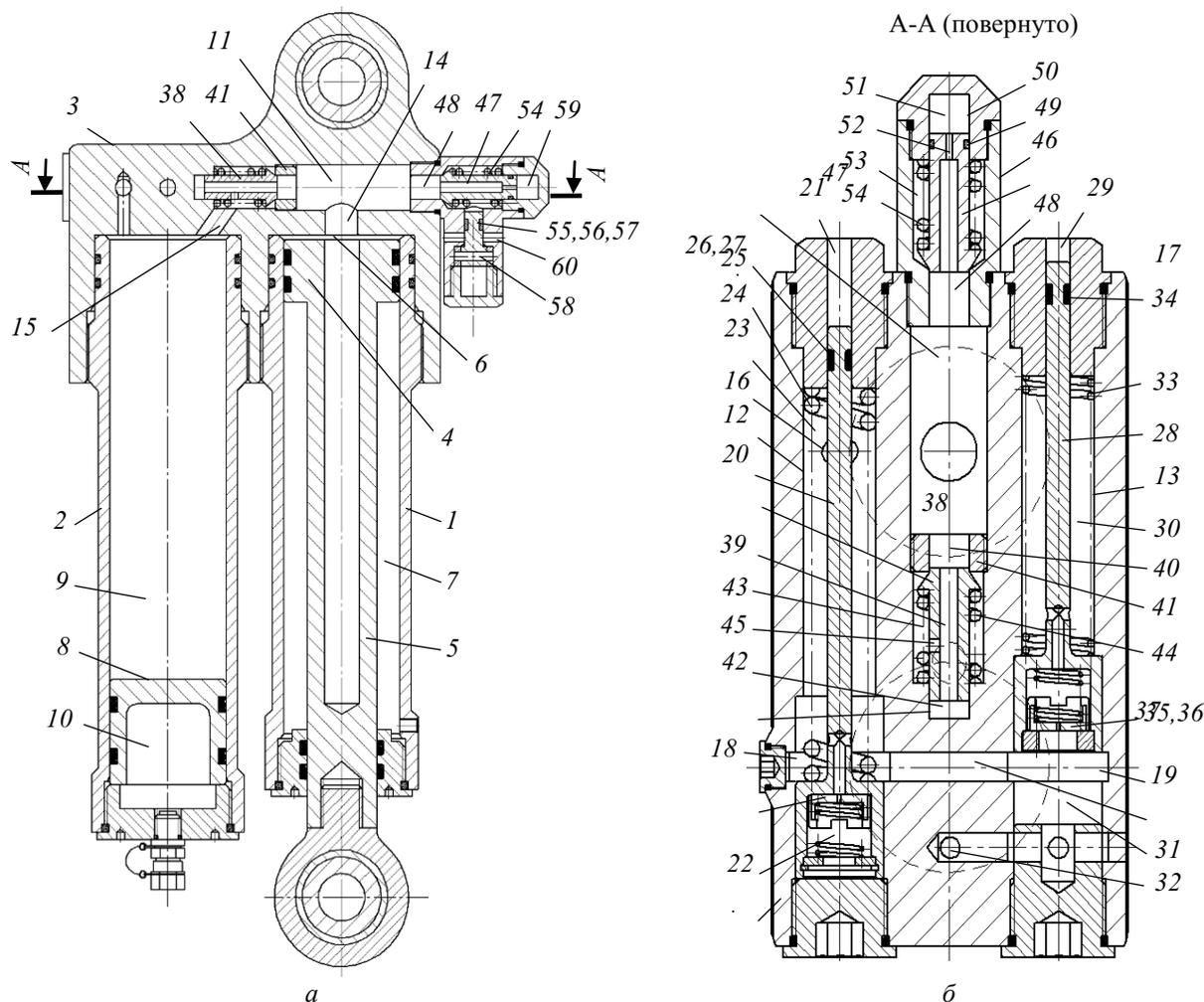


Рис. 1. Пневмогидравлическая рессора:

*a* – продольный разрез; *б* – поперечный разрез А-А корпуса (увеличено); 1 – цилиндр; 2 – гидроаккумулятор; 3 – корпус; 4 – поршень; 5 – шток; 6 – поршневая полость; 7 – штоковая полость; 8 – плавающий поршень; 9 – гидравлическая полость; 10 – пневматическая полость; 11 – соединительный канал; 12 – первое ступенчатое отверстие; 13 – второе ступенчатое отверстие; 14 – верхнее отверстие; 15, 16 – косые отверстия; 17 – поперечный канал; 18 и 19 – проточки; 20 – ступенчатый плунжер хода сжатия; 21 и 29 – надплунжерные полости; 22 и 31 – подплунжерные полости; 23 и 30 – кольцевые плунжерные полости; 24 и 33 – пружины сжатия адаптивных клапанов максимальных ходов сжатия и отбоя; 25, 34 и 49 – уплотнения; 26 – обратный клапан хода сжатия с дроссельным отверстием 27; 28 – ступенчатый плунжер хода отбоя; 32 – отверстие дополнительного дроссельного канала; 35 – обратный клапан хода отбоя с дроссельным отверстием 36; 37 и 50 – глухие отверстия; 38 – плунжер предохранительного клапана с осевым отверстием 39; 40 – отверстие в шайбе 41; 42 – нижняя полость; 43 – кольцевая полость; 44 и 54 – пружины сжатия предохранительного и запорного (аварийного) клапанов; 45 – радиальное отверстие основного дроссельного канала; 46 – аварийный блок; 47 – плунжер запорного (аварийного) клапана с осевым дроссельным отверстием 52; 48 – отверстие; 51 – верхняя полость; 53 – кольцевая полость; 54 – пружина сжатия; 55 – боковое отверстие; 56 – поршень; 57 – уплотнение аварийного клапана; 58 – штифт; 59 – боковая полость; 60 – радиальные отверстия

## 2. Методика расчета демпфирующих узлов адаптивной ПГР

Методика расчета предохранительного 38 и запорного (аварийного) 47 клапанов ходов сжатия на рабочее и предельно допустимое давления в ПГР основана на их практически одинаковом устройстве, в котором на запорный элемент, выполненный в виде подпружиненного полого плунжера с разными диаметрами на концах, действует с двух сторон одинаковое давление жидкости. Поэтому при известных диаметрах концов плунжера и заданных перепадах давлений расчет сводится к определению силы поджатия пружины:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) \Delta p_{1,2}, \quad (1)$$

где  $P_{\text{пр}}$  – сила поджатия пружины предохранительного клапана на рабочий или предельно допустимый перепады давлений;  $D_1$  – диаметр меньшей ступени плунжера;  $D_2$  – диаметр перекрываемого отверстия;  $\Delta p_{1,2}$  – рабочий и предельно допустимый перепады давлений.

Например, если рабочий и предельно допустимый перепады давлений в ПГР составляют  $\Delta p_1 = 10$  МПа и  $\Delta p_2 = 50$  МПа, то для предохранительного клапана при  $D_1 = 10$  мм и  $D_2 = 9$  мм сила предварительного поджатия пружины со-

ставит 150 Н, а для запорного клапана при  $D_1 = 10$  мм и  $D_2 = 9,8$  мм – 160 Н. Таким образом, при значительном разбросе перепадов давлений силы предварительного поджатия пружин предохранительного и запорного (аварийного) клапанов, имеющих практически одинаковые габариты их затворов, отличаются незначительно и имеют небольшую величину, что обеспечивает хорошую компоновку внутри и снаружи ПГР.

Демпфирующие характеристики ПГР с двумя ступенями сопротивления на дроссельном участке на ходах сжатия и отбоя имеют одинаковый вид и рассчитываются по формулам:

$$R_{к1} = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 f_o^2 i^3} v_k^2, \quad (2)$$

$$R_{к2} = \frac{\rho F^3}{2\mu^2 (f_o + f_d)^2 i^3} v_k^2, \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости ( $\rho = 0,85$  г/см<sup>3</sup>);  $\mu$  – коэффициент расхода (для ПГР  $\mu = 0,8 \dots 0,9$ );  $F$  – площадь поршня;  $f_o$  – площадь основного дроссельного отверстия 45;  $f_d$  – площадь дополнительного дроссельного отверстия 32;  $i$  – передаточное отношение в подвеске;  $v_k$  – вертикальная скорость колеса.

Демпфирующая характеристика ПГР на клапанном участке при скорости катка, превышающей скорость открытия предохранительного клапана ( $v_k \geq v_{пр}$ ), рассчитывается по формуле:

$$R_{к3} = R_{пк} + \frac{\rho F^3}{2\mu^2 (f_o + f_{пк})^2 i^3} v_k^2, \quad (4)$$

где  $f_{пк}$  – площадь отверстия 40 в шайбе 41;  $R_{пк} = \Delta p_{пк} F / i$  – сила ПГР, приведенная к колесу, в момент открытия предохранительного клапана 38 при заданной скорости на катке,  $\Delta p_{пк}$  – заданный перепад давлений на шайбе 41. Обычно для быстроходных машин сила ПГР, приведенная к колесу, при скорости колеса 1 м/с равняется статической нагрузке  $P_{ст}$ .

Методика расчета саморегулируемого адаптивного демпфирующего узла ПГР заключается в определении условий срабатывания клапанов 20 и 28 в зависимости от амплитуды, частоты и направления колебаний подвески, в результате чего обеспечивается практически мгновенное закрытие дополнительного дроссельного канала, вследствие перекрытия плунжерами 20 и 28 поперечного канала 17. Она основана на определении давления в пневматической полости рессоры, при превышении или понижении которого выше или ниже заданных значений срабатывают адаптивные клапаны максимальных ходов сжатия или отбоя, кратковременно перекрывающие дополнительный дроссельный канал. Методика предполагает определение параметров предварительного поджатия пружин этих клапанов и диаметра дросселя-замедлителя, обеспечивающих задержку открытия дополнительного канала при уменьшении амплитуды колебаний подвески. Все формулы и порядок расчета приведены в [5].

Демпфирующие характеристики данной адаптивной подвески, рассчитанные по ф. (2) – (4) при открытых и закрытых клапанах 20 и 28 и работе предохранительного клапана 38, показаны на рис. 2.

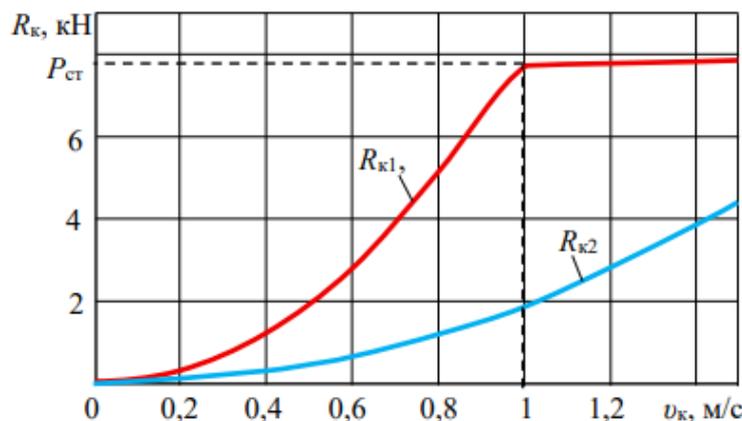


Рис. 2. Демпфирующие характеристики адаптивной пневмогидравлической подвески на ходах сжатия и отбоя:

$R_{к1}$  – при закрытых адаптивных клапанах 20 и 28;

$R_{к2}$  – при открытых адаптивных клапанах 20 и 28

Исходные данные: статический объем газа  $V_{ст} = 270 \text{ см}^3$ ; площадь поршня  $F = 19,63 \text{ см}^2$ ; полный ход подвески  $h_{полн} = 32 \text{ см}$ ; передаточное число подвески  $i = 2,5$ ; статическое давление  $p_{ст} = 10 \text{ МПа}$ ; ступенчатые плунжеры 20 28 имеют одинаковые размеры:  $d_{пл1} = 6 \text{ мм}$  и  $d_{пл2} = 22 \text{ мм}$ ; диаметр основного дроссельного отверстия  $45 d_o = 2,9 \text{ мм}$ ; диаметр дополнительного дроссельного отверстия  $32 d_{доп} = 2,9 \text{ мм}$ ; диаметр отверстия 40 предохранительного клапана  $D_1 = 10 \text{ мм}$ .

#### Выводы

1. Разработана конструкция и инженерная методика расчета адаптивной пневмогидравлической рессоры с улучшенными виброзащитными свойствами и повышенной «живучестью», которая автоматически усиливает демпфирование при больших ходах, в том числе в момент приземления после преодоления трамплинов, а также ограничивает силу при высоких и экстремальных скоростях сжатия, предотвращая ее разрушение при подрыве колеса на mine.

2. Применение разработанной рессоры с адаптивным демпфированием позволит уменьшить энергозатраты и повысить скорость и живучесть быстроходной машины в тяжелых условиях эксплуатации. По сравнению с подвесками с внешним управлением, предлагаемая рессора позволит снизить техническую сложность и стоимость подвесок быстроходных машин.

УДК 629.33

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-94-97

*Е. В. Балакина, Д. Н. Илюшин, Е. А. Салыкин, Е. А. Федянов*

### ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАДИУСА КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ ПО ДАННЫМ ЕЕ ИСПЫТАНИЙ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКОЙ

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

balakina@vstu.ru; Ilyushin@vstu.ru; e\_salykin@vstu.ru; fedyanov@vstu.ru

Автор, ответственный за переписку: Дмитрий Николаевич Илюшин, Ilyushin@vstu.ru

Проанализированы известные методы априорного определения радиуса качения автомобильного колеса. Отмечено, что известные формулы для вычисления радиуса качения на основе известных значений свободного радиуса шины и ее деформации под действием статической нагрузки или дают существенное расхождение с экспериментальными данными, или требуют введения поправочных коэффициентов, значения которых для различных типов шин могут быть найдены только экспериментально. Предложена новая формула для определения радиуса качения автомобильной шины при различных значениях ее относительной деформации под действием вертикальной нагрузки на ось колеса. Изложены условия, принятые при выводе формулы. Приведено сравнение результатов расчета радиуса качения по предлагаемой формуле с известными экспериментальными данными. Показано, что расхождение значений радиуса качения, найденных расчетом и экспериментально, не превышает 1,5 %.

*Ключевые слова:* автомобильная шина, радиус качения, новая методика расчета

© Балакина Е. В., Илюшин Д. Н., Салыкин Е. А., Федянов Е. А., 2025.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2319620 Российская Федерация, МПК В 60 G 11/26, F 16 F 5/00. Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства / В. В. Новиков, И. М. Рябов, А. С. Горобцов, К. В. Чернышов, Ан. В. Подзоров; заявитель ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – Бюл. № 3, 2008.
2. Поздеев, А. В. Регулируемые пневматические и пневмогидравлические рессоры подвесок автотранспортных средств: монография / А. В. Поздеев, В. В. Новиков, А. С. Дьяков, А. В. Похлебин, И. М. Рябов, К. В. Чернышов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – 244 с.
3. Пат. 2694706 Российская Федерация, МПК В60G11/26 Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, Г. В. Марков; заявитель ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – Бюл. № 20, 2019.
4. Новиков, В. В. Пневмогидравлическая рессора с адаптивным саморегулируемым демпфером для подвески быстроходной гусеничной машины и методика ее расчета / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, А. В. Похлебин, Г. В. Марков // Тракторы и сельхозмашины. – 2020. – № 2. – С. 13–20.
5. Новиков, В. В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов; ВолгГТУ. – 2-е изд., испр. и доп. – М.; Вологда, 2021. – 384 с.
6. Новиков, В. В. Перспективные направления повышения виброзащитных свойств пневмогидравлических и пневматических подвесок АТС / В. В. Новиков, А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, А. В. Похлебин // Грузовик. – 2022. – № 7. – С. 3–10.
7. Полез. модель 237767 Российская Федерация, МПК В 60 G 11/26. Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства / В. В. Новиков, А. В. Похлебин, В. И. Карлов, А. В. Поздеев, Д. А. Чумаков, А. Р. Брунилина; заявитель ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – Бюл. № 28, 2025.

*E. K. Balakina, D. N. Iyushin, E. A. Salykin, E. A. Fedyanov*

**PREDICTION OF THE ROLLING RADIUS  
OF A CAR TIRE BASED ON ITS STATIC LOAD TEST DATA**

**Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia**

Known methods for a priori determination of the rolling radius of automobile wheels are analyzed. It is noted that existing formulas for calculating the rolling radius based on known values of the tire's free radius and its deformation under a static load either yield significant discrepancies with experimental data or require the introduction of correction factors whose values for different tire types can only be found experimentally. A new formula for determining the rolling radius of an automobile tire for various values of its relative deformation under a vertical load on the wheel axle is proposed. The conditions adopted in deriving the formula are presented. A comparison of the rolling radius calculation results using the proposed formula with known experimental data is provided. It is shown that the discrepancy between the rolling radius values found by calculation and experiment does not exceed 1.5%.

*Keywords:* car tire, rolling radius, new calculation method

При решении ряда задач на основе моделирования движения автомобиля требуется знать радиус качения колеса [1]. Величина этого радиуса определяет пройденный автомобилем путь и, тем самым, косвенно влияет на величину эксплуатационного расхода топлива. Погрешность априорного определения радиуса качения должна обеспечивать требуемую ГОСТом Р41.84-99 точность измерения пути, пройденного автомобилем за время испытаний, а именно 0,3 %.

Как известно [2; 3; 4], радиус качения колеса отличается от свободного радиуса на величину, значение которой определяется рядом факторов, среди которых вертикальная нагрузка на колесо, жесткость каркаса коле-

са, высота и жесткость протектора.

Некоторые производители шин указывают в каталогах своей продукции для каждой модели шин значения радиуса качения, найденные экспериментально [5; 6; 7].

Известные формулы для вычисления радиуса качения колеса [2; 4] или дают результаты, сильно отличающиеся от экспериментальных данных, или включают величины, которые не могут быть с приемлемой точностью найдены априорно. Вместе с тем в этих формулах совершенно обосновано радиус качения колеса представлен как функция от величины деформации колеса под статической нагрузкой. Например, формула, предложенная Е. В. Балакиной [4], имеет вид

$$r_r = r_0 \cdot \left[ 1 - \frac{\arcsin\left(\sqrt{\bar{\Delta}_r} \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)\right)}{\pi} + \frac{\sqrt{\bar{\Delta}_r} \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}{\pi} \right], \quad (1)$$

где  $r_0$  – свободный радиус колеса, а  $\bar{\Delta}_r$  – относительная деформация шины под статической нагрузкой. Последняя величина, в свою очередь, зависит от радиальной жесткости шины:

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{r_0} = \frac{P_z}{C_r \cdot r_0}, \quad (2)$$

где  $\Delta_r$  – абсолютная величина деформации шины в направлении вертикальной оси в зоне пятна контакта,  $P_z$  – вертикальная статическая нагрузка на колесо,  $C_r$  – радиальная жесткость шины,  $r_0$  – свободный радиус шины.

У современных радиальных шин величина  $C_r$  лежит в пределах 200...1200 Н/мм.

В формуле Н. Ж. Расајка [2], радиус качения выражен через известный свободный радиус

колеса и параметры деформации колеса и его протектора под нагрузкой:

$$r_r = r_0 - \varepsilon \cdot d_t - \eta \cdot \rho, \quad (3)$$

где  $d_t$  – высота протектора,  $\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий деформацию протектора,  $\rho$  – абсолютная статическая деформация каркаса шины под действием вертикальной нагрузки,  $\eta$  – коэффициент, учитывающий изменение абсолютной деформации каркаса при качении шины.

В формуле (2) коэффициенты  $\varepsilon$  и  $\eta$  предполагается брать по экспериментальным данным. При этом из коэффициентов  $\eta$  и  $\varepsilon$  последний особенно вариативен по своим значениям. Первый меняется в более узких пределах, так как зависит, главным образом, от типа каркаса шины.

Формулу для определения радиуса качения колеса, отличную от приведенных выше, можно получить из следующих соображений. Длина  $l_{кт}$  пятна контакта, образованного шиной, деформированной под действием вертикальной статической нагрузки, может быть связана со свободным радиусом  $r_0$  шины и абсолютной вертикальной ее деформацией  $\Delta_r$  (рис. 1). Без учета деформации участков шины, примыкающих к пятну контакта,

$$l_{кт} = 2 \cdot r_0 \cdot \sqrt{\bar{\Delta}_r \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}, \quad (4)$$

где  $\bar{\Delta}_r = \Delta_r / r_0$  – относительная величина вертикальной деформации.

С учетом указанной деформации протяженность пятна контакта при той же величине относительной вертикальной деформации оказывается меньше, чем это определено формулой (4):

$$l_{кд} = 2 \cdot K_{деф} \cdot r_0 \cdot \sqrt{\bar{\Delta}_r \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}, \quad (5)$$

где  $K_{деф}$  – коэффициент, учитывающий уменьшение длины пятна контакта вследствие деформации участков шины, примыкающих к пятну контакта.

Если пренебречь незначительным изменением величины  $\Delta_r$  вследствие динамических эффектов, обусловленных качением шины, и влиянием на форму и размеры пятна контакта наличия не только вертикальной, но и продольной составляющей у силы, приложенной к оси колеса, то пятно контакта будет перемещаться на расстояние, равное  $l_{кд}$ , при повороте колеса на угол  $2\alpha_d$  (рис. 1).

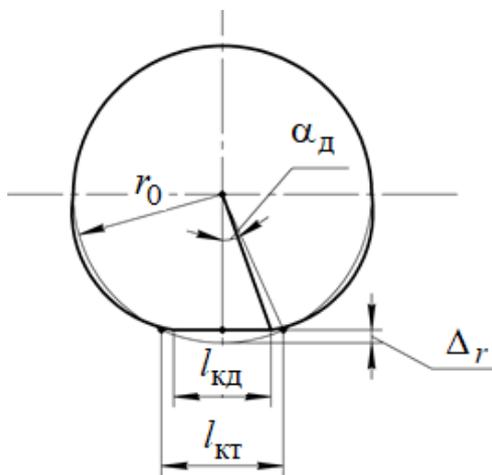


Рис. 1. Схема деформации колеса

Время  $\Delta t_{2\alpha_d}$ , за которое колесо повернется на угол  $2\alpha_d$ , зависит от угловой скорости  $\omega$  вращения колеса:  $\Delta t_{2\alpha_d} = 2\alpha_d / \omega$ . Если при качении колеса скольжение отсутствует, то повороту колеса на угол  $2\alpha_d$  будет соответствовать перемещение его оси в горизонтальном направлении на расстояние  $l_{кд}$  со скоростью

$$V_x = \frac{l_{кд}}{\Delta t_{2\alpha_d}} = \frac{2 \cdot K_{деф} \cdot r_0 \cdot \sqrt{\bar{\Delta}_r \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}}{2\alpha_d} \cdot \omega. \quad (4)$$

Выражая величину угла  $\alpha_d$  через его тангенс:  $\text{tg}(\alpha_d) = 0,5 \cdot l_{кд} / [r_0 \cdot (1 - \bar{\Delta}_r)]$ , получаем

$$V_x = \frac{K_{деф} \cdot r_0 \cdot \sqrt{\bar{\Delta}_r \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}}{\arctg\left(K_{деф} \cdot \frac{\sqrt{\bar{\Delta}_r \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}}{1 - \bar{\Delta}_r}\right)} \cdot \omega. \quad (6)$$

Скорость поступательного движения колеса связана с величиной радиуса качения очевидным образом:  $V_x = r_r \cdot \omega$ . С учетом последнего из равенства (6) следует

$$r_r = r_0 \cdot \frac{K_{деф} \cdot \sqrt{\bar{\Delta}_r \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}}{\arctg\left(K_{деф} \cdot \frac{\sqrt{\bar{\Delta}_r \cdot (2 - \bar{\Delta}_r)}}{1 - \bar{\Delta}_r}\right)}. \quad (7)$$

Значение коэффициента  $K_{деф}$  можно оценить, используя экспериментально полученные значения радиусов качения для различных типов шин. Такие экспериментальные данные известны для шин «Continental», «Goodyear», «Michelin». Сопоставление результатов, выполненных по предлагаемой формуле вычисления радиусов качения шин при различных значениях  $K_{деф}$  с экспериментальными данными, показывает, что в рабочем диапазоне значений относительной деформации  $\bar{\Delta}_r$  от 0,01 до 0,12 значение  $K_{деф}$  может быть принято равным 0,93.

На рис. 2 в качестве примера приведены полученные по формуле (7) графики зависимости относительного радиуса качения  $\frac{r_r}{r_0}$  автомобильных шин от величины их относительной вертикальной деформации  $\bar{\Delta}_r$ . На этом же графике показаны значения  $\frac{r_r}{r_0}$ , экспериментально найденные для некоторых моделей шин.

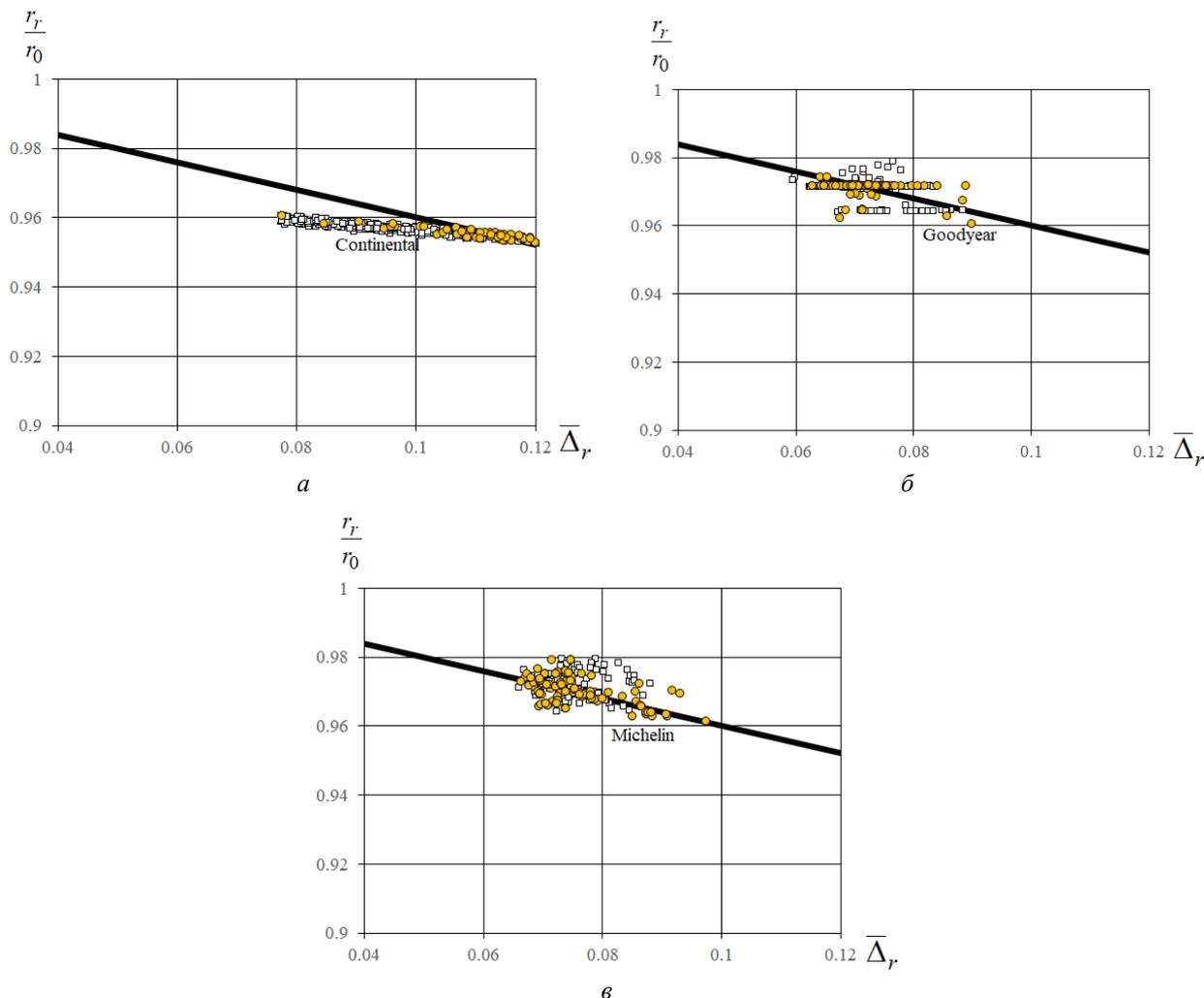


Рис. 2. Результаты расчета  $\frac{r_r}{r_0} = f(\overline{\Delta}_r)$  для разных шин:

а – Continental; б – Goodyear; в – Michelin;  
 круги – обычный профиль; квадраты – низкий и сверхнизкий профиль

Сопоставление значений относительного радиуса качения автомобильных шин, полученных расчетом по предлагаемой формуле, с экспериментальными данными позволяет сделать вывод о том, что максимальное расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 12,5 %, а среднее расхождение около 2 %.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балакина, Е. В. О видах расчетных радиусов колеса АТС, о необходимости и достаточности их применения в разных задачах / Е. В. Балакина, И. В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. – 2024. – № 12. – С. 1–6. EDN: HJWSVF.

2. Pacejka, H. B. Tyre and Vehicle Dynamics. Second edition ed. AMSTERDAM, BOSTON, HEIDELBERG, LONDON, NEW YORK, OXFORD, PARIS, SAN DIEGO, SAN FRANCISCO, SINGAPORE, SYDNEY,

TOKYO: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2006. – 657 pp.

3. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля / В. П. Тарасик. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2022. – 576 с.

4. Balakina, E. V. Calculation of the Wheel Rolling Radius at Design Modeling of a Wheeled Vehicle [Электронный ресурс] / E. V. Balakina, A. I. Kislov, V. A. Malkov, D. V. Bruev // Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2022) (Sochi, Russia, 16-20 May, 2022) / ed. by A. A. Radionov [et al.]; Moscow Polytechnic University [et al.]. – Cham (Switzerland) : Springer, 2023. – P. 32–39. (Book ser.: Lecture Notes in Mechanical Engineering : LNME).

5. Groupe Michelin [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.michelin.com/> (дата обращения: 13.11.2025 г.).

6. Goodyear Tires [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.goodyear.com/> (дата обращения: 13.11.2025 г.).

7. Continental [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.continental.com/en/> (дата обращения: 13.11.2025 г.).

УДК 629.3.018

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-98-100

*Д. Н. Илюшин, Д. А. Ломов, Е. А. Салыкин, Е. А. Федянов***ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДАННЫХ CAN-ШИНЫ  
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕМ  
ПРИ ЕГО ИСПЫТАНИЯХ НА СТУПИЧНОМ СТЕНДЕ****Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия**

Ilyushin@vstu.ru, lomov\_danil\_a@mail.ru, e\_salykin@vstu.ru, fedyanov@vstu.ru

Автор, ответственный за переписку: Дмитрий Николаевич Илюшин, Ilyushin@vstu.ru

Приведены результаты измерения расходов топлива автомобилем, полученные двумя различными методами при испытании автомобиля на ступичном стенде. Даны найденные обработкой результатов измерений статистики, подтверждающие воспроизводимость полученных обоими методами результатов в серии независимых испытаний. Отмечено влияние на величину среднеквадратичного отклонения в выборке значений расхода нагрузочного режима, на котором проводятся измерения. Сделан вывод о том, что при его испытании автомобиля на ступичном стенде нельзя получить надежную оценку расхода топлива, используя данные CAN-шины, и необходимо оснащать автомобиль расходомером топлива.

*Ключевые слова:* автомобиль, расход топлива, ступичный стенд, CAN-шина*D. N. Ilyushin, D. A. Lomov, E. A. Salykin, E. A. Fedyanov***POSSIBILITIES OF USING CAN-BUS DATA TO DETERMINE  
FUEL CONSUMPTION OF A VEHICLE DURING  
ITS TESTS ON A HUB STAND****Volgograd State Technical University**

The article presents vehicle fuel consumption measurement results obtained using two different methods during testing on a wheel hub test stand. Statistics obtained by processing the measurement results are presented, confirming the reproducibility of the results obtained by both methods in a series of independent tests. The influence of the load mode under which the measurements are taken on the standard deviation in the sample of fuel consumption values is noted. It is concluded that when testing a vehicle on a wheel hub test stand, it is impossible to obtain a reliable fuel consumption estimate using CAN bus data, and it is necessary to equip the vehicle with a fuel flow meter.

*Keywords:* vehicle, fuel consumption, wheel hub test stand, CAN-bus

Эксплуатационный расход топлива является одним из важнейших показателей автомобиля. Действующий в настоящее время в России ГОСТ Р 41.84-99 (Правила ЕЭК ООН № 84) [1] предусматривает определение расхода топлива автомобилем или при его дорожных испытаниях, или при испытаниях на стенде с беговыми барабанами. Испытания проводятся для трех режимов движения автомобиля: 1) ездовой цикл, имитирующий движение в городе; 2) движение с постоянной скоростью 90 км/ч; 3) движение с постоянной скоростью 120 км/ч. Стандарт предписывает ряд требований к нагрузке автомобиля и к состоянию его шин. Эти требования обусловлены тем, что состояние шин и величина действующей на них нагрузки влияют, с одной стороны, на величину радиуса качения шины и, следовательно, на пройденный автомобилем путь, а с другой, на затраты энергии на деформацию шин, и, тем самым, на

расход топлива автомобилем на единицу пройденного пути.

При испытании автомобиля на ступичном стенде ведущие колеса не контактируют с опорной поверхностью. Более того, в подавляющем большинстве случаев испытания проводят, демонтировав ведущие колеса и присоединив их ступицы непосредственно к входным валам нагружающих устройств. В связи с этим возникает вопрос о том, в какой мере можно при испытаниях на ступичных стендах определять не только тяговую характеристику автомобиля, но и его эксплуатационную топливную экономичность.

Нагружающие устройства ступичного стенда позволяют поддерживать заданную частоту вращения валов ведущих колес автомобиля при различных значениях вращающего момента, которые определяются положением органа управления подачей топлива в двигатель авто-

мобиля. Если для испытываемого на ступичном стенде автомобиля известны частота вращения валов ведущих колес и нагрузочный режим работы двигателя при движении в условиях, определенных указанным выше стандартом, то эксплуатационный расход топлива можно определить, измерив количество потребленного топлива за промежуток времени, соответствующий пробегу автомобилем известного расстояния при дорожных испытаниях.

Непосредственное измерение расхода топлива автомобилем при его испытании на ступичном стенде требует оснащения автомобиля соответствующим измерительным оборудованием. В связи с этим представляет интерес возможность определения расхода при подобных испытаниях без применения такого специального оборудования, используя данные о расходе топлива, передаваемые по CAN-шине автомобиля.

Для ответа на поставленный вопрос в лаборатории кафедры «Теплотехника и гидравлика» ВолгГТУ проведены испытания на ступичном динамометрическом стенде Dynapack DAQ+V43 [2] нескольких автомобилей с CAN-шиной в системе управления. В ходе испытаний одновременно проводились прямые измерения расхода топлива с помощью расходомера, подключенного к топливной системе автомобиля, и считывались данные о расходе топлива, передаваемые по CAN-шине.

Устройство использованного расходомера и методика измерения с помощью него расхода

топлива описаны в наших работах [3; 4]. В этих же работах рассмотрена методика считывания значений расхода топлива из потока данных, передаваемого по CAN-шине. Целью данного этапа исследований является определение статистик получаемых данных для подтверждения их надежности и воспроизводимости.

Для подтверждения воспроизводимости результатов измерения расхода топлива обоими методами была проведена серия из четырех независимых испытаний автомобиля Лада Калина 2 с двигателем ВАЗ-21126 и автоматической коробкой передач. В ходе каждого испытания замеры расхода проводили на двух нагрузочных режимах работы двигателя и на режиме холостого хода.

На нагрузочных режимах частота вращения коленчатого вала двигателя поддерживалась с помощью стенда равной  $3000 \text{ мин}^{-1}$ . Вращающий момент на валах ведущих колес на первом режиме был равен  $75 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а на втором –  $50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Вывод двигателя на заданную нагрузку осуществлялся изменением положения педали акселератора. При этом селектор автоматической коробки передач находился в положении «D» и переключатель режима «ОверДрайв» находился в положении «OFF». На каждом режиме выполнялось по пять последовательных замеров расхода топлива продолжительностью по 60 с.

В таблице приведены в качестве примера результаты измерения расходов топлива на указанных выше режимах, полученные в ходе двух из проведенных независимых испытаний.

Результаты измерения расходов топлива

Режим	Испытание 1				Испытание 2			
	Номер измерения	Масса топлива		$\Delta$ %	Номер измерения	Масса Топлива		$\Delta$ %
		по данным CAN-шины г	по расходомеру г			по данным CAN-шины г	по расходомеру Г	
75 Н·м	1	96	102	5,9	1	91	103	11,6
	2	95	104	8,6	2	96,5	102	5,4
	3	96	103	6,8	3	90	101	10,9
	4	95	111	14,4	4	95,5	104	8,2
	5	93	96,5	3,6	5	95	102	6,8
50 Н·м	1	75	82	8,5	1	76	83	8,4
	2	74	82	9,8	2	74,4	80,5	7,6
	3	74	82	9,8	3	74,3	81,5	8,8
	4	74	81,5	9,2	4	74,4	80,5	7,5
	5	74	82	9,8	5	73,5	72,5	1,4
хол. ход	1	11	11,5	4,3	1	10,7	11,5	9,8
	2	10,9	11,5	5,2	2	10,7	11,5	9,8
	3	11	11,5	4,3	3	10,8	11,5	6,1
	4	10,7	11,5	7	4	10,9	11,5	5,2
	5	10,8	11,5	6,1	5	10,7	11,5	9,8

Воспроизводимость результатов измерений оценивалась как в пределах каждого из испытаний, так в пределах всей серии испытаний. Заведомо выпадающие в серии результатов последовательных прямых измерений расхода значения отбрасывались.

Определение статистик полученных наборов данных свидетельствует о хорошей воспроизводимости результатов измерений расхода обоими использованными методами. Так, в сериях последовательных измерений расхода на режиме с нагрузкой 75 Н·м среднеквадратичное отклонение не превышало 1,5 г. На этом режиме в ходе всех испытаний наблюдались наибольшие по абсолютным значениям расхождения в результатах последовательных замеров массы израсходованного топлива. Причем это характерно как для результатов прямых измерений, так и результатов измерений расхода на основе данных, передаваемых по CAN-шине. В относительных значениях указанное выше среднеквадратичное отклонение составляло примерно 1,5 % от измеренного значения расхода.

Среднеквадратичное отклонение значений расходов, полученных в ходе всех серий испытаний на режиме с нагрузкой 75 Н·м, также оказалось примерно равным 1,5 г.

На режиме с нагрузкой 50 Н·м и на режиме холостого хода значения указанных выше среднеквадратичных отклонений существенно меньше, чем на режиме 75 Н·м и в относительной мере составляют доли процента от измеренных расходов. Особенно близкими по величине оказываются значения расходов, полученные как в сериях последовательных измерений в ходе единичного испытания, так и в совокупной выборке значений по всем проведенным испытаниям на режиме холостого хода. Можно предполагать, что отмеченный с повышением нагрузки рост величины среднеквадратичного

отклонения в выборках значений измеренных расходов связан с наличием автоматической трансмиссии на автомобиле, на котором выполнялись исследования.

Проведенные испытания, подтвердив воспроизводимость и, тем самым, достоверность результатов измерения расходов топлива, еще раз свидетельствуют о заметном расхождении значений расходов, полученных, с одной стороны, на основе данных, передаваемых по CAN-шине, и, с другой, прямым измерением расхода. В большинстве случаев, как это, в частности, видно на примере данных таблицы, расход топлива, определенный с помощью CAN-шины, оказывается на  $5 \pm 10$  % ниже значения расхода, полученного прямым измерением.

Таким образом, проведенные исследования позволяют утверждать, что для надежной оценки топливной экономичности в ходе испытаний автомобиля на ступичном стенде его необходимо оснащать расходомером топлива.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ Р 41.84-99 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения дорожных транспортных средств, оборудованных двигателем внутреннего сгорания, в отношении измерения потребления топлива. 2005th ed. М.: ИПК «Издательство стандартов», 2005. – 39 pp.
2. Dynapack. – Режим доступа: URL: <https://dynapack.com/> (дата обращения: 30.04.2024 г.).
3. Ломов, Д. А. Оценка точности измерения расхода топлива по информации из бортовой CAN-шины автомобиля / Д. А. Ломов, Д. Н. Илюшин, Е. А. Салыкин // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2024. – № 2 (40). – Режим доступа: URL: <https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1352>.
4. Илюшин, Д. Н. Точность определения эксплуатационного расхода топлива автомобилем по данным CAN-шины / Д. Н. Илюшин, Д. А. Ломов, Е. А. Салыкин, Е. А. Федянов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 4 (49). – С. 77–82. – DOI: 10.35211/2500-0586-2024-4-49-77-82.

Ответственный за выпуск: редактор РИО  
**А. Н. Сергеева**

Компьютерная верстка:  
**Е. В. Макарова**

---

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77–64543 от 22 января 2016 г.  
Федеральной службы по надзору в сфере связи, информационных технологий  
и массовых коммуникаций (Роскомнадзор)

---

**Учредитель:**  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ)

---

Адрес редакции и издателя: 400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28.  
Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)  
Гл. редактор, тел.: +7 (8442) 24-80-03  
E-mail: lysak2@vstu.ru

---

Темплан 2025 г. (научные издания). Поз. № 20ж. Дата выхода в свет 19.12.2025 г. Формат 60 × 84 1/8.  
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 11,62. Уч.-изд. л. 11,28.  
Тираж 100 экз. Свободная цена. Заказ № 466.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены РИО Издательства ВолгГТУ  
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

Отпечатано в типографии Издательства ВолгГТУ  
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.