

ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ:

промышленность и транспорт

№ 4 (45)
2023



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. ВолГТУ
А. В. Баранов — д.ф.-м.н., проф.
РГУ нефти и газа, г. Москва
А. Б. Голованчиков — д.т.н., проф. ВолГТУ
А. Е. Городецкий — д.т.н., проф. ИПМаш
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
В. Ф. Желтобрюхов — д.т.н., проф.
ВолГТУ, 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. Коротаев — д.т.н., проф. ИТМО,
г. Санкт-Петербург
Г. О. Котиев — д.т.н., проф. МГТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
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.
ВолГТУ
Е. А. Федянов — д.т.н., проф. ВолГТУ
Н. М. Филькин — д.т.н., проф. ИжГТУ
им. М. Т. Калашникова, г. Ижевск
А. Н. Шилин — д.т.н., проф. ВолГТУ

Ответственный секретарь
П. С. Васильев — к.т.н., доц., ВолГТУ
Тел. 8-(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/

Тел. издательства ВолГТУ:
+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 (45)
Декабрь
2023

УЧРЕДИТЕЛЬ:
ФГБОУ высшего образования
«Волгоградский государственный технический
университет»
Периодичность: четыре раза в год

Адрес редакции:
РФ, 400005, Волгоград, пр. В.И. Ленина, 28
Гл. редактор: телефон: +7 (8442) 23-00-76
e-mail: rector@vstu.ru

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

Официальный сайт Учредителя: 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
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
G. O. Kotiev – D. Sc. (Engineering), Prof.
BMSTU, Moscow
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
B. T. 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. 8-(8442)24-84-31

The journal is distributed by subscription.
Index of the magazine according to the unit-
ed catalog «Press of Russia» – 94193.
[https://www.pressa-
rf.ru/cat/1/edition/y_e94193/](https://www.pressa-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», 2023

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:
ПН .N° (ФС77-64543, registration date: 22 January 2016

№ 4 (45)
December
2023

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) 23-00-76 e-mail: rector @vstu.ru

Executive Secretary: +7 (8442) 24-84-31 e-mail:
pahp@vstu.ru

Official website: 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 accord-
ance 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

Атаев Г. 21	Ламскова М. И. 12, 17
Басс М. С. 6	Малиновский М. П. 31
Батухтин А. Г. 6	Новиков А. Е. 12, 17
Богданова Ю. В. 10	Овечкин И. Ю. 21
Брюхов А. В. 17	Середкин А. А. 6
Голованчиков А. Б. 10	Филимонов М. И. 12, 17
Голощанов М. Л. 10	Чернов М. Д. 31
Дергачёв Д. А. 37	Шурак А. А. 17
Залипаева О. А. 10	Эллембаев Д. 12
Кутейников П. Д. 27	Яблонский В. О. 21

AUTHOR INDEX

Ataev G. 21	Golovanchikov A. B. 10
Bass M. S. 6	Kuteynikov P. D. 27
Batukhtin A. G. 6	Lamskova M. I. 13, 17
Bogdanova Yu. V. 10	Malinovsky M. P. 31
Bryukhov A. V. 17	Novikov A. E. 13, 17
Chernov M. D. 31	Ovechkin I. Y. 21
Dergachev D. A. 37	Seredkin A. A. 6
Ellembayev D. 13	Shurak A. A. 17
Filimonov M. I. 13, 17	Yablonskii V. O. 21
Goloshchapov M. L. 10	Zalipaeva O. A. 10

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

<i>Батухтин А. Г., Басс М. С., Середкин А. А.</i> Плазменно-топливные системы как возможность повышения экологических показателей ТЭЦ на примере источников теплоснабжения города Читы.....	6
<i>Голованчиков А. Б., Залипаева О. А., Богданова Ю. В., Голощапов М. Л.</i> Смеситель с турбинной мешалкой для капельного перемешивания жидкостей.....	10
<i>Ламскова М. И., Новиков А. Е., Филимонов М. И., Эллембаев Д.</i> Оценка эффективности розеток Теллера по результатам натурных гидроиспытаний.....	12
<i>Филимонов М. И., Новиков А. Е., Ламскова М. И., Шурак А. А., Брюхов А. В.</i> Исследование работы двухтрубного теплообменного аппарата с турбулизацией потока теплоносителя.....	17
<i>Яблонский В. О., Атаев Г., Овечкин И. Ю.</i> Оценка воздействия фактора разделения на показатели сепарации вязкопластических сред напорной флотацией в цилиндрикоконическом гидроциклоне.....	21
<i>Кутейников П. Д.</i> Резервирование систем релейной защиты и автоматики.....	27

Часть 2. ТРАНСПОРТ

<i>Малиновский М. П., Чернов М. Д.</i> Проблемы, возникающие при построении кривой Лейдермана для бензинового двигателя.....	31
<i>Дергачёв Д. А.</i> Экспериментальное исследование нормальной жесткости шины спортивного болида класса BAJA SAE.....	37
К сведению авторов.....	44

CONTENTS

Part I. INDUSTRY

<i>Batukhtin A. G., Bass M. S., Seredkin A. A.</i> Plasma-fuel systems as an opportunity to increase the environmental indicators of CHPPS by the example of heat supply sources of the city of Chita.....	6
<i>Golovanchikov A. B., Zalipaeva O. A., Bogdanova Yu. V., Goloshchapov M. L.</i> Mixer with turbine agitator for drip mixing of liquids.....	10
<i>Lamskova M. I., Novikov A. E., Filimonov M. I., Ellembayev D.</i> Evaluation of the Teller rosette's effectiveness based on the results of laboratory hydro-tests.....	12
<i>Filimonov M. I., Novikov A. E., Lamskova M. I., Shurak A. A., Bryukhov A. V.</i> Study of the operation of a two-pipe heat exchanger with turbulation of the coolant flow.....	17
<i>Yablonskii V. O., Ataev G., Ovechkin I. Y.</i> Assessment of the impact of the separation factor on the indicators of separation of viscoplastic media by pressure flotation in a cylindrical-conical hydrocyclone.....	21
<i>Kuteynikov P. D.</i> Redundancy of relay protection and automation systems.....	27

Part II. TRANSPORT

<i>Malinovsky M. P., Chernov M. D.</i> Problems arising when building the Leiderman curve for a petrol engine.....	31
<i>Dergachev D. A.</i> Experimental study of normal hardness of a BAJA SAE class sports car tire.....	37

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УДК 620.9

А. Г. Батухтин, М. С. Басс, А. А. Середкин

**ПЛАЗМЕННО-ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ КАК ВОЗМОЖНОСТЬ
ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЭЦ
НА ПРИМЕРЕ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ГОРОДА ЧИТЫ***

Забайкальский государственный университет

e-mail: batuhina_ir@mail.ru, bms77@mail.ru, aleksandr-ns@mail.ru

Выполнена оценка потенциального экологического эффекта на ТЭЦ при применении плазменно-топливных систем. В городах с высоким уровнем загрязнения, а также там, где на источниках тепла имеет место быть низкое и нестабильное качество угля, применение таких систем является актуальным. Переход с мазутного розжига на плазменно-топливные системы экономит дорогостоящий для большинства регионов мазут, а также приводит к увеличению КПД котла из-за уменьшения некоторых потерь тепла. Применение таких систем можно отнести к относительно новому способу повышения эффективности сжигания угля. Данная технология может быть особенно актуальна для ТЭЦ, которые, как правило, находятся вблизи или внутри городов с уже большим уровнем загрязнения воздуха от других источников выбросов. В работе определена потенциальная величина снижения выбросов оксидов азота и серы при применении таких систем на ТЭЦ города Читы в натуральном и финансовом выражении. Сделан вывод о целесообразности применения таких систем на ТЭЦ г. Читы.

Ключевые слова: плазменно-топливная система, токсичные вещества, энергоэффективность.

A. G. Batukhtin, M. S. Bass, A. A. Seredkin

**PLASMA-FUEL SYSTEMS AS AN OPPORTUNITY TO INCREASE
THE ENVIRONMENTAL INDICATORS OF CHPPS BY THE EXAMPLE
OF HEAT SUPPLY SOURCES OF THE CITY OF CHITA**

Transbaikal State University

An assessment was made of the potential environmental effect at thermal power plants when using plasma fuel systems. In cities with high levels of pollution, as well as where heat sources have low and unstable quality of coal, the use of such systems is relevant. The transition from fuel oil ignition to plasma fuel systems accordingly saves fuel oil, which is expensive for most regions, and this also leads to an increase in boiler efficiency due to a reduction in some heat losses. The use of such systems can be considered a relatively new way to increase the efficiency of coal combustion. This technology may be especially relevant for thermal power plants, which are usually located near or inside cities with already high levels of air pollution from other sources of emissions. This work determines the potential value of reducing emissions of nitrogen and sulfur oxides when using such systems at thermal power plants in the city of Chita in physical and financial terms. A conclusion was made about the feasibility of using such systems at the Chita CHPP.

Keywords: plasma fuel system, toxic substances, energy efficiency.

Существующие способы сжигания твердого топлива не всегда отвечают требованиям энергоэффективности и экологичности при произ-

водстве энергии. Очень часто сжигаемое топливо поставляется низкого и нестабильного качества, что для пылеугольных ТЭЦ ведет к уве-

© Батухтин А. Г., Басс М. С., Середкин А. А., 2023.

* Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (тема № 123102000012-2 «Комплексное исследование аэродинамических характеристик плазменных систем термохимической подготовки топлива», соглашение № 075-03-2023-028/1 от 05.10.2023 г.)

личению расходов на покупку дорогостоящего мазута из-за увеличения его расхода на растопку котлоагрегата и подсветку факела. Также это приводит к снижению КПД котла из-за увеличения недожогов топлива и увеличению выбросов таких токсичных веществ, как оксиды серы и азота. Учитывая высокую цену на мазут для многих энергетических компании и относительно высокое загрязнение атмосферного воздуха в городах, это делает существующий способ сжигания твердого топлива еще менее привлекательным, особенно для ТЭЦ, находящихся внутри или вблизи городов. Таким образом, было бы целесообразно снизить или полностью исключить использование дорогостоящего мазута, учитывая, что растопки котла могут длиться несколько сотен часов в год на каждом котле.

Вышеперечисленное требует применения более эффективных, в том числе с точки зрения экологии, технологий сжигания угля, чтобы получить финансовую экономию на закупках мазута для ТЭЦ и снижение платы за загрязнения атмосферного воздуха. Одной из перспективных технологий, позволяющих этого добиться, является технология применения плазменно-топливных систем на пылеугольных котлах.

Уже имеющиеся направления уменьшения вредных выбросов при сжигании углей можно подразделить на следующие: переработка топлива перед сжиганием с целью извлечения вредных элементов, удаление вредных выбросов из уходящих газов, а также создание условий, когда токсичные вещества формируются в меньшем количестве. Применение относительно новых и перспективных плазменно-топливных систем как раз можно отнести к третьей группе. По данным системам накоплен определенный положительный опыт их применения на ТЭС в России, а также за рубежом [2].

Следует отметить, что плазменно-топливные системы много испытывались и показали относительно хороший результат практически на всем спектре энергетических углей (антрацит, каменный и бурый уголь), а также на смесях различных углей. Низшая теплота сгорания на рабочую массу этих углей имела достаточно большой диапазон – от 6,69 до 25,92 МДж/кг.

Вышеперечисленное существенно расширяет объем применения таких систем, особенно на пылеугольных станциях в Восточной Сибири и на Дальнем Востоке, где применяются в основном бурые угли, а стоимость мазута достаточно велика.

Рассматривая источники теплоснабжения г. Читы, можно сказать, что нестабильное качество угля и относительно высокая стоимость мазута для теплогенерирующей компании (для ПАО «ТГК-14» около 20 тыс. руб./т) [1], а также экологические проблемы города делают актуальным применение хорошо проверенной на практике технологии плазменно-топливных систем на пылеугольных ТЭЦ.

В связи с этим цель исследования состоит в оценке потенциального экологического эффекта при применении плазменных технологий для ТЭЦ города Читы.

В качестве основного метода исследования использован сравнительный анализ существующих выбросов вредных веществ на исследуемой ТЭЦ с потенциально возможным при условии применения плазменных технологий. В качестве объекта исследования выбраны источники теплоснабжения г. Читы, две ТЭЦ ПАО «ТГК-14», которые имеют наибольшую мощность и, соответственно, могут давать больше выбросов вредных веществ чем другие, менее мощные, источники (рис. 1).

Например, при общем отпуске тепла в Чите от всех ТЭЦ около 3 млн. Гкал/год от рассматриваемых источников покрывается более 70 % этого отпуска [1]. В городе уже идет реализация национального проекта «Экология» и федерального проекта «Чистый воздух», однако в зимний период по-прежнему наблюдается значительное превышение ПДК по некоторым токсичным веществам. По статистике около 18 % этих выбросов приходится на крупные стационарные источники тепла.

Из двух ТЭЦ, выбранных в качестве объекта исследования, только Читинская ТЭЦ-1 имеет требуемый для плазменно-топливных систем пылевидный способ сжигания. Если рассматривать эту ТЭЦ, то в последние годы видна разнонаправленная тенденция по основным токсичным выбросам в абсолютном выражении (рис. 2).

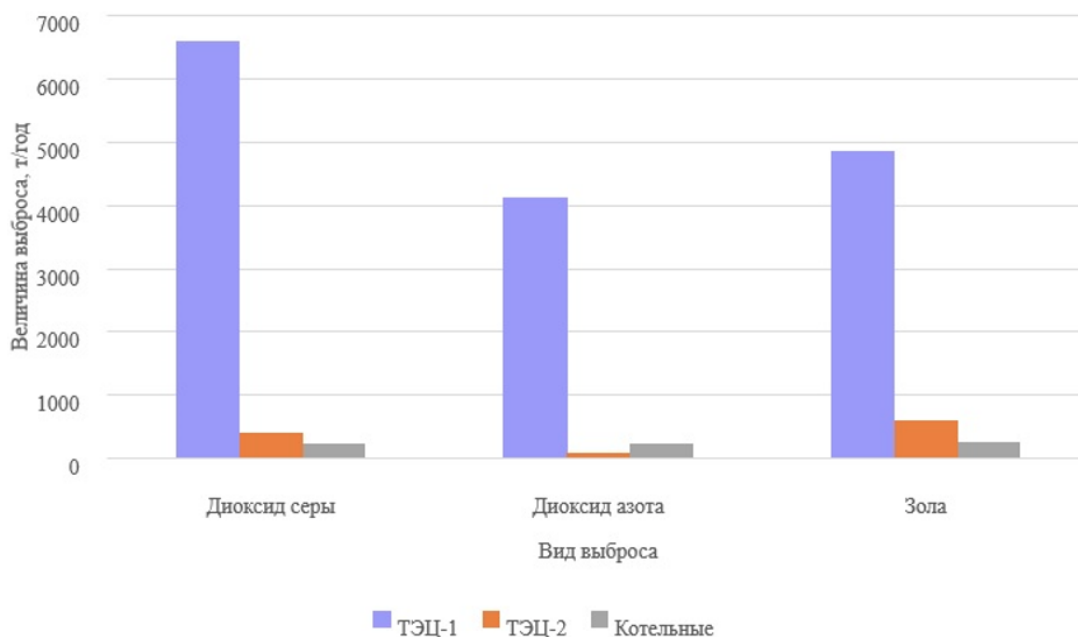


Рис. 1. Выбросы токсичных веществ источниками теплоснабжения ПАО «ТГК-14» в г. Чите за 2022 год

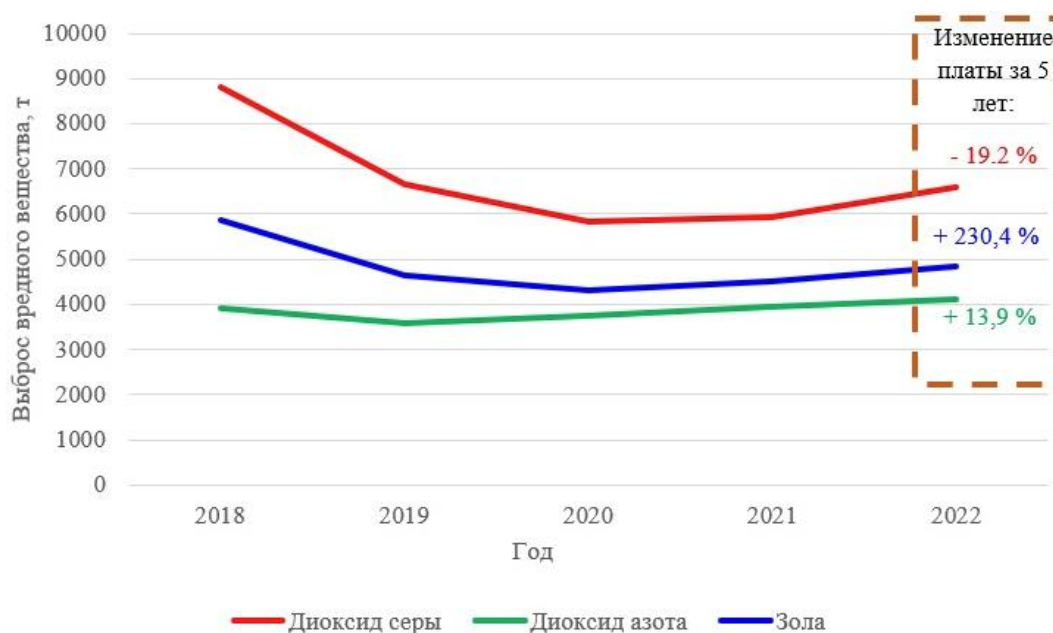


Рис. 2. Изменение величины выбросов токсичных веществ и платы за них по наиболее мощной ТЭЦ-1 города Читы

В основном тенденция снижения выбросов до 2020 года может объясняться реализацией экологических мероприятий на ТЭЦ, дальнейшую тенденцию повышения выбросов можно объяснить непрерывным увеличением выработки электроэнергии и тепла. При этом с увеличением выбросов увеличивается и плата за них, например по NO_x рост составляет около 14 %.

Согласно работам [2; 3; 4] применение плазменно-топливных систем снижает выбросы NO_x

в 1,5 раза и окислов серы в среднем на 25 % по сравнению с совместным сжиганием угля и мазута. Разработанные усовершенствования таких систем также улучшают экологические показатели [5; 6]. В соответствии с этими оценками можно получить потенциально возможную величину снижения вредных выбросов на исследуемой ТЭЦ. Результаты оценки возможного снижения выбросов NO_x и окислов серы представлены на диаграмме рис. 3.

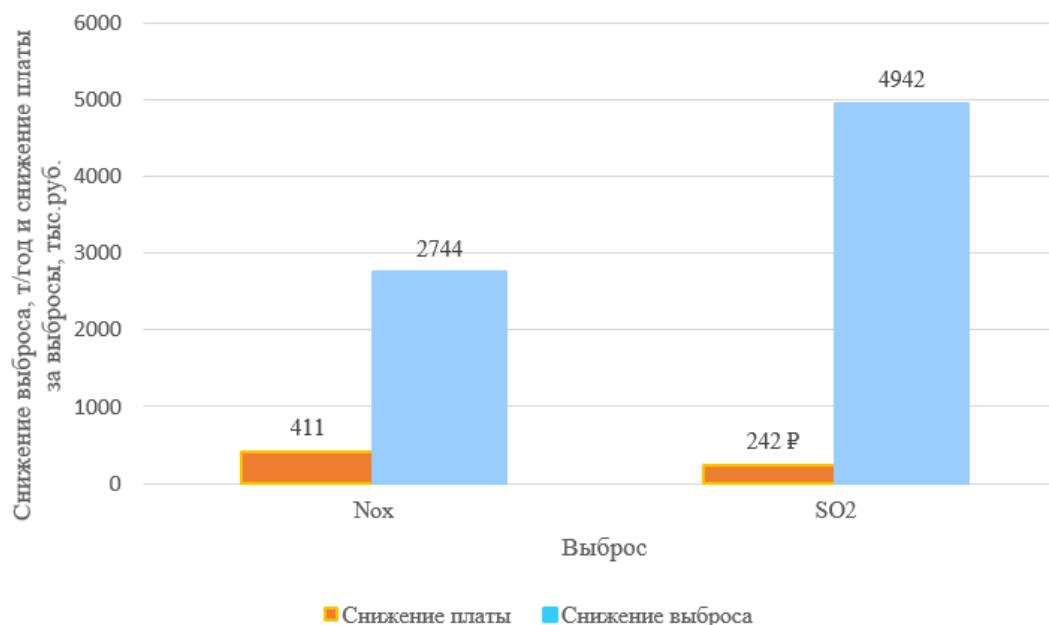


Рис. 3. Оценка возможного снижения выбросов NO_x и окислов серы

Таким образом, рассмотренная технология плазменно-топливных систем может значительно улучшить экологические показатели исследуемой ТЭЦ по ключевым токсичным выбросам. Однако, вследствие сегодняшней относительно малой величины платы за единицу выбросов, финансовый эффект от применения такой технологии пока остается незначительным, при этом стоимость плазменно-топливных систем высока. Если же при этом учитывать финансовую экономию на закупках мазута, то применение таких систем будет целесообразным.

При дальнейшем ужесточении экологического законодательства и увеличении платы за выбросы полученный финансовый эффект будет более значительным. Учитывая, что доля твердых топлив в мировой энергетике составляет около 40 %, потенциальный глобальный экологический эффект от применения плазменно-топливных систем достаточно велик.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ПАО «ТГК-14» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.tgk-14.com/>.
2. Эколого-экономическая эффективность плазменных технологий переработки твердых топлив / Е. И. Карпенко [и др.]. – Новосибирск: Наука. Сибирская издательская фирма РАН, 2000. – 159 с.
3. Научно-технические основы и опыт эксплуатации плазменных систем воспламенения углей на ТЭС (безмазутная растопка котлов и стабилизация горения пылеугольного факела) / Е. И. Карпенко [и др.]. – Новосибирск: Наука. Сибирская издательская фирма РАН, 1998. – 137 с.
4. Применение систем плазменного воспламенения угольной пыли в котлах Таштагольской производственно-отопительной котельной / А. Н. Тимошевский, И. М. Засыпкин, С. П. Ващенко, Ю. Г. Векессер, В. К. Комарицын // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 1 (17). – С. 14–21.
5. Пат. 2425284 Российская Федерация, МПК F23C1/00. Плазменно-циклонные камеры (варианты) / Е. И. Карпенко, М. В. Ефремович, Ю. Е. Карпенко, С. А. Иванов, А. П. Басаргин; ГОУ ВПО ЧитГУ, ООО «ОЦПЭТ РАО «ЕЭС России». – 2009.
6. Пат. 2339878 Российская Федерация, МПК F23Q5/00, F23D1/00. Способ плазменно-угольной безмазутной растопки котла и устройство для его реализации / С. В. Алексеенко, В. С. Перегудов, А. Ф. Серов. – 2008.

УДК 66.063.8

*А. Б. Голованчиков, О. А. Залипаева, Ю. В. Богданова, М. Л. Голощанов***СМЕСИТЕЛЬ С ТУРБИННОЙ МЕШАЛКОЙ
ДЛЯ КАПЕЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ ЖИДКОСТЕЙ****Волгоградский государственный технический университет**

e-mail: zalipaevalga@yandex.ru

Предложена усовершенствованная конструкция смесителя с турбинной мешалкой, в которой происходит тонкое капельное перемешивание двух жидких сред под действием центробежной силы. Представлен алгоритм расчета расхода смешиваемой жидкости через перфорированное кольцо в стенке турбинной мешалки. Проведен сравнительный расчет расхода при истечении жидкости через боковое отверстие турбинной мешалки с учетом и без учета коэффициента сжатия струи. Даны рекомендации по увеличению производительности рассматриваемого смесителя и оперативному саморегулированию в нем уровня жидких сред.

Ключевые слова: смеситель, турбинная мешалка, капельное диспергирование, центробежное давление, коэффициент сжатия струи, расход жидкости.

*A. B. Golovanchikov, O. A. Zalipaeva, Yu. V. Bogdanova, M. L. Goloshchapov***MIXER WITH TURBINE AGITATOR FOR DRIP MIXING OF LIQUIDS****Volgograd State Technical University**

An improved design of a mixer with a turbine agitator is proposed, in which a fine drip mixing of two liquid media occurs under the action of centrifugal force. An algorithm for calculating the flow rate of the mixed liquid through a perforated ring in the wall of a turbine agitator is presented. A comparative calculation of the flow rate when the liquid flows through the side opening of the turbine agitator is carried out, taking into account and without taking into account the compression ratio of the jet. Recommendations are given to increase the productivity of the mixer in question and to promptly self-regulate the level of liquid media in it.

Keywords: mixer, turbine agitator, drip dispersion, centrifugal pressure, jet compression ratio, liquid flow rate.

Введение

В химической, пищевой, нефтехимической и других отраслях промышленности для перемешивания жидких сред широко используют смесители. Существуют три основных способа перемешивания: механический, барботажный и гидравлический. Преимуществом механического перемешивания перед другими способами является возможность контроля и регулирования интенсивности процесса, его продолжительность. При таком способе перемешивания обеспечивается более равномерное распределение компонентов смешиваемых сред [1; 2].

Механическое перемешивание осуществляется с помощью мешалок, которым сообщается вращательное движение от редуктора электродвигателя. Мешалка, расположенная в смесителе, передает количество движения от привода двигателя к жидким средам, вызывая их движение, при котором происходит перемешивание.

Для более тонкого перемешивания жидкостей в смесителях используют ультразвук, воздействие электрического и магнитного поля, вибрации [3]. Применяют дополнительные устройства: диффузоры, сопла, инжекторы и эжекторы. Как правило, такие устройст-

ва имеют значительное гидравлическое сопротивление и требуют дополнительных энергетических затрат.

Целью работы является создание мешалки для тонкого диспергирования капель одной жидкости в объеме другой без использования дополнительной энергии за счет центробежной силы, возникающей на периферии, и диспергирования или фильтрации одной жидкости в объем другой через отверстия с образованием тонкодисперсной фазы.

**Турбинная мешалка
с центробежным перемешиванием жидкостей**

Для эффективного тонкого перемешивания жидкостей рекомендуется использовать смеситель с турбинной мешалкой закрытого типа. По сравнению с другими типами мешалок (лопастными, якорными, рамными, шнековыми) турбинные мешалки быстроходны, их частота вращения может достигать 3000 оборотов в минуту и более. Пропеллерные и винтовые мешалки, которые также относятся к быстроходным, имеют значительные ограничения и применимы к жидким средам с вязкостью не более $\mu = 2$ Па·с.

Предлагается усовершенствованная конструкция смесителя с турбинной мешалкой закрытого типа, в которой поток смешиваемой жидкости подается по трубке к центру турбинной мешалки в зону установки воронки, а верхняя и нижняя крышки этой мешалки закрыты на торцах перфорированным кольцом.

В смесителе происходит капельное диспергирование жидкости за счет центробежных сил. Внутри корпуса смесителя по входному патрубку, расположенному в крышке аппарата, подаются основной поток жидкости. Включают привод электродвигателя, под действием которого вал вовлекает во вращение турбинную мешалку с заданной угловой скоростью. По трубке, установленной во втором входном патрубке, смешиваемая жидкость подается в воронку в крышке мешалки. Проходя внутри турбинной мешалки закрытого типа, поток смешиваемой жидкости центробежной силой отбрасывается к периферии, где, проходя через отверстия в перфорированном кольце, разбивается на капли. Происходит тонкое капельное перемешивание двух жидких сред.

Расчет расхода при истечении жидкости через боковое отверстие турбинной мешалки

Скорость жидкости, выбрасываемая под давлением через боковое отверстие турбинной мешалки, находится через гидравлическое сопротивление ΔP и плотность смешиваемой жидкости ρ [1; 2]:

$$q_v = 3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-4})^2 \cdot (40 \cdot 0,1) = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 11,3 \text{ л/ч.}$$

Истечение жидкости из отверстия в стенке турбинной мешалки с учетом коэффициента сжатия струи

При прохождении диспергируемой жидкости через отверстия в боковой поверхности цилиндра турбинной мешалки поток сужается. Значительное сужение потока может приводить к потере расхода смешиваемой жидкости. В этом случае расчет необходимо вести с учетом коэффициента сжатия струи, который подбирается по геометрическим характеристикам отверстия [4].

Расчет расхода смешиваемой жидкости через одно отверстие в боковой стенке турбинной мешалки ведется с учетом площади цилиндрического отверстия, высоты столба жидкости H и коэффициента сжатия струи α :

$$q_v = \alpha \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}.$$

$$q_{v1} = 0,62 \cdot 3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-4})^2 \cdot (40 \cdot 0,1) = 1,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 7,0 \text{ л/ч.}$$

$$v_o = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}. \quad (1)$$

Центробежное давление определяется через заданную угловую скорость мешалки ω :

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot R^2}{2}, \quad (2)$$

где R – радиус вращающегося цилиндра турбинной мешалки.

Из совместного решения уравнений (1) и (2) получаем уравнение для определения средней скорости истечения вязкой жидкости v_o из отверстия под действием центробежного давления:

$$v_o = \omega \cdot R. \quad (3)$$

Скорость истечения из отверстия в центробежном поле в 2 раза больше линейной скорости. Тогда расход через отверстие боковой поверхности цилиндра радиуса R , вращающегося с угловой скоростью ω , определяется выражением:

$$q_v = \pi \cdot r^2 \cdot v_o = \pi \cdot r^2 \cdot \omega \cdot R, \quad (4)$$

где r – радиус отверстия в боковой поверхности цилиндра (в перфорированном кольце).

Если принять число оборотов турбинной мешалки $n = 376$ об/мин [2], то угловая скорость ее вращения составит $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 40$ рад/с.

Примем размер каждого отверстия в перфорированном кольце турбинной мешалки $d = 1$ мм и радиус вращающегося цилиндра $R = 0,1$ м. Тогда расход через одно отверстие кольца турбинной мешалки составит:

Центробежное давление ΔP определяется по формуле (2).

Находится давление напора в отверстии [2]:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H. \quad (5)$$

Приравнявая правые части уравнений (2) и (5), получаем зависимость для определения расхода при истечении жидкости из одного отверстия в стенке турбинной мешалки с учетом коэффициента сжатия струи:

$$q_v = \alpha \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\omega^2 \cdot R^2} \quad (6)$$

или

$$q_v = \alpha \cdot \pi \cdot r^2 \cdot (\omega \cdot R). \quad (7)$$

Примем коэффициент сжатия струи диспергируемой жидкости $\alpha = 0,62$ [4], тогда уравнение (7) запишется в виде:

$$q_v = 0,62 \cdot r^2 \cdot (\omega \cdot R), \quad (8)$$

Выводы

Расчет расхода смешиваемой жидкости через перфорированное кольцо турбинной мешалки с учетом коэффициента сжатия струи по сравнению с расчетом без учета сжатия струи показал, что производительность в одном отверстии с учетом коэффициента сжатия струи снизится в 1,6 раза. Для увеличения расхода рекомендуется в верхнем кольце, герметизирующем крышку, и в днище турбинной мешалки сделать дополнительные отверстия.

Если общий расход дополнительного потока составляет 100 л/час, то рекомендовано в кольце турбинной мешалки сделать по 15 отверстий диаметром $d = 1$ мм, что нивелирует уменьшение производительности смесителя предлагаемой конструкции из-за сужения струи.

Для оперативного саморегулирования уровня в смесителе предлагается на валу турбинной мешалки устанавливать гидрозатвор, который позволит поддерживать оптимальный уровень перемешиваемых жидких сред при изменяющихся внешних параметрах без внешних источников [5–7].

Усовершенствованная конструкция смесителя с турбинной мешалкой, позволяющая проводить тонкое капельное перемешивание двух жидких сред, повышает эффективность процесса перемешивания, гомогенизирует смешиваемую жидкость, и может быть использована в технологических процессах как комбинированное

оборудование для одновременного проведения процессов гомогенизации и перемешивания, что приводит к энерго- и ресурсосбережению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / А. Г. Касаткин. – 14-е изд., стер. – Москва: Альянс, 2008. – 750 с.
2. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для студ. хим.-технолог. спец. вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков; под ред. П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Москва: Альянс, 2013. – 576 с.
3. П. м. 209700 Российская Федерация, МПК В01F31/00. Вибросмеситель / А. Б. Голованчиков, О. А. Залипаева, П. П. Залипаев, Н. В. Шибитова, Н. А. Меренцов, А. А. Шурак; ФГБОУ ВО «ВолГТУ». – 2022.
4. Бобровский, С. А. Гидравлика, насосы и компрессоры / С. А. Бобровский, С. М. Соколовский. – Москва: Недра, 1972. – 296 с.
5. П. м. 198298 Российская Федерация, МПК В01F7/16. Смеситель / О. А. Залипаева, А. Б. Голованчиков, Т. Н. Синенко, С. Г. Поступаева, Н. А. Прохоренко, П. П. Залипаев; ФГБОУ ВО «ВолГТУ». – 2020.
6. Регулирование уровня жидких систем в аппаратах с мешалкой / О. А. Залипаева, А. Б. Голованчиков, П. П. Залипаев, С. Г. Поступаева // Известия ВолГТУ : научный журнал № 1 (260) / ВолГТУ. – Волгоград, 2022. – (Серия «Прогрессивные технологии в машиностроении»). – С. 61–63.
7. Смеситель с оперативным регулированием уровня (Mixer with Rapid Level Control) / О. А. Залипаева, А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, П. П. Залипаев // International Journal of Advanced Studies in Computer Engineering. – 2021. – № 1. – С. 8–11.

УДК 66.069.833

М. И. Ламскова, А. Е. Новиков, М. И. Филимонов, Д. Эллембаев

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РОЗЕТОК ТЕЛЛЕРА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ НАТУРНЫХ ГИДРОИСПЫТАНИЙ

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: lamskov@yandex.ru

Проведены исследования гидродинамического режима работы колонны для двух типов насадки – колец Рашига и розеток Теллера. Установлено, что использование в качестве насадочных устройств розеток Теллера обеспечивает снижение гидравлического сопротивления слоя насадки в среднем на 30–35 % и стабильную работу колонного аппарата, поскольку благодаря исключению плоских участков в ее конструкции, осуществляется свободный проход газовой фазы при малом удельном перепаде давления на единицу высоты слоя насадки. Данный тип насадки обладает высокой механической прочностью и химической стойкостью, и может быть использован при работе в аппаратах с агрессивными средами.

Ключевые слова: насадочная колонна, контактные устройства, гидравлическое сопротивление, гидродинамические режимы, энергоэффективность.

M. I. Lamskova, A. E. Novikov, M. I. Filimonov, D. Ellembayev

EVALUATION OF THE TELLER ROSETTE'S EFFECTIVENESS BASED ON THE RESULTS OF LABORATORY HYDRO-TESTS

Volgograd State Technical University

It have been carried out studies of the column's hydrodynamic operating mode for two types of packing elements – Raschig rings and Teller rosette. It is established that using of Teller rosette as attachment devices ensures a reduction in the hydraulic resistance of the packing elements layer on 30–35 % and constant operation of the column apparatus, since due to the exclusion of flat sections in its design, the free passage of the gas phase is carried out with a small specific pressure drop per unit height of the layer. This type of packing elements has high mechanical strength and chemical resistance, and can be used with aggressive reagent.

Keywords: packing column, contact apparatus, hydraulic resistance, hydrodynamic modes, energy efficiency.

Введение

Проектирование энерго- и ресурсосберегающего массообменного оборудования базируется на использовании контактных устройств с высокой эффективностью процесса массопередачи при низком перепаде давления в слое насадки. Данное условие обеспечивают насадочные устройства современных конструкций, которые в ряде случаев имеют более высокие технико-экономические показатели, чем тарельчатые устройства [1; 2].

Конструкция, размер, материал и вариант укладки насадки обуславливается набором технологических и эксплуатационных факторов процесса, протекающего в колонне. Основная область применения насадочных элементов – колонны малого диаметра, обеспечивающие большие нагрузки по газу и сравнительно невысокие нагрузки по жидкости, а также аппараты, для которых уменьшение гидравлического сопротивления имеет определяющее значение, что позволяет существенно снизить энергозатраты на эксплуатацию, например, вакуумные колонны [2; 3].

С целью обеспечения технологических показателей процесса массообмена, энерго- и ресурсосбережения, насадочные устройства должны отвечать следующим требованиям [4; 5]:

- 1) низкое гидравлическое сопротивление слоя насадки по отношению к газовому потоку;
- 2) хорошая смачиваемость элементов (отношение смоченной поверхности насадки к ее полной поверхности);
- 3) равномерное распределение потоков газа и жидкости по поперечному сечению колонны;

4) высокая кратность обновления поверхности контакта фаз;

5) минимальный унос жидкости с газом;

6) поддержание параметров процесса массопередачи в широком диапазоне расходов газа и жидкости.

Изучение гидродинамических режимов работы насадок различных конструкций является актуальной темой исследования, поскольку гидравлическое сопротивление определяет энергетические затраты на прохождение газа через слой насадки и расход флегмы, что в конечном итоге оказывает влияние на энергоэффективность колонны и экономические показатели процесса [6–9].

Целью исследования являлось изучение гидравлического сопротивления насадочной колонны для двух видов насадок – стандартной (кольца Рашига) и насадки оригинальной конфигурации (розетка Теллера).

Материалы и методы

Розетка Теллера (рис. 1; 2) имеет оптимальную структуру и представляет собой свернутую в кольцо спираль, выполненную из полиэтилена, полипропилена или фторопласта, что обеспечивает устойчивость розеток к агрессивным средам и продолжительный срок службы.

В сравнении с керамической насадкой – кольцами Рашига, розетки Теллера обладают большей механической прочностью, что снижает засорение оборудования и трубопроводов продуктами разрушения контактных устройств, меньшей удельной поверхностью и большим свободным объемом (табл. 1).

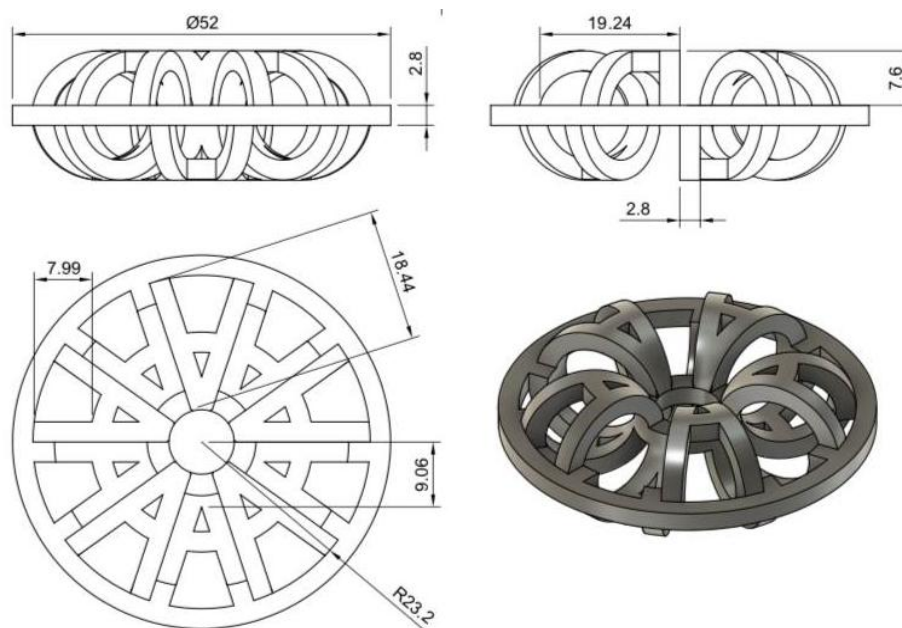


Рис. 1. Модель насадки – розетка Теллера



Рис. 2. Розетка Теллера и кольцо Рашига

Таблица 1

Характеристика колец Рашига и розеток Теллера

Параметры	Розетки Теллера	Кольца Рашига
Размер, мм	52×18×2,8	10×10×5
Удельная поверхность a , $\text{м}^2/\text{м}^3$	180	330
Свободный объем ϵ , $\text{м}^3/\text{м}^3$	0,89	0,7
Эквивалентный диаметр d , м	0,02	0,009
Число штук в аппарате	58	280

Исследование гидродинамических характеристик насадок проводили на лабораторной установке (рис. 3).

Установка состоит из абсорбера 1, заполненного насадочными телами 2. В нижнюю часть абсорбера подавали воздух, расход кото-

рого изменяли регулирующим краном 7 и измеряли расходомером 4.

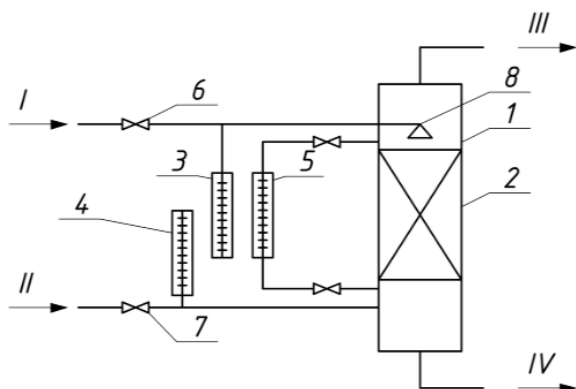


Рис. 3. Схема экспериментальной установки:

I – линия подачи воды; II – линия подачи воздуха;

III – вывод воздуха; IV – вывод газа

1 – абсорбционная колонна; 2 – насадка; 3 – расходомер воды;

4 – расходомер воздуха; 5 – дифференциальный манометр;

6 – вентиль; 7 – кран; 8 – распределительное устройство

В верхнюю часть абсорбера на слой насадки распределительным устройством 8 подавали воду, расход которой регулировали вентилем 6 и регистрировали расходомером 3. Гидравлическое сопротивление измеряли дифференциальным манометром 5.

Исследование гидравлического сопротивления слоя насадки из колец Рашига и розеток Тейлора проводили в следующем порядке. В корпус колонны 1 навалом укладывали слой стандартной насадки высотой 0,4 м. Расход воздуха регулировали краном 7, а показания регистрировали датчиком 4 через каждые 10 л/мин. Расход орошаемой жидкости регулировали вентилем 6 и измеряли датчиком 3, при этом эксперимент проводили для двух значений расхода – 10 и 50 м³/час. Перепад давления слоя сухой и мокрой насадки при разных значениях расхода воздуха измеряли дифференциальным манометром 5.

Результаты и обсуждение

При исследовании гидравлического режима сухой насадки (рис. 4) установлено, что розетки Тейлора обладают более низким сопротивлением относительно колец Рашига. В частности, при варьировании скорости воздуха от 10 до 120 л/мин сопротивление слоя розеток Тейлора изменялось от 4,9 до 18,6 Па соответственно, что ниже сравниваемого базового варианта на 71,2–80,1 %.

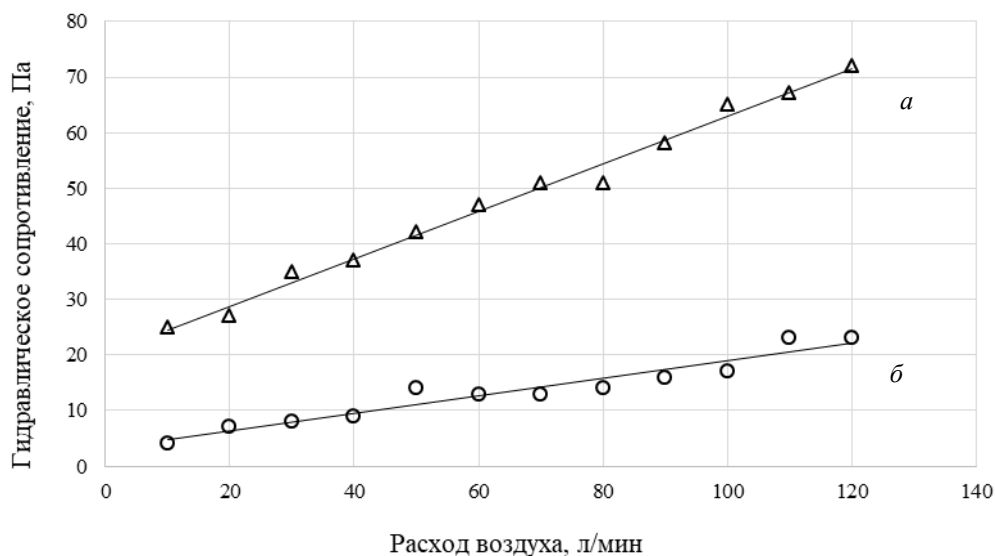


Рис. 4. Зависимость гидравлического сопротивления слоя сухой насадки от скорости газа для колец Рашига (а) и розеток Тейлора (б)

В опытах по изучению гидродинамического режима работы насадочного абсорбера (рис. 5) установлено, что при использовании колец Рашига и режиме орошения 10 м³/час пленочный режим поддерживается при расходе газа до 50 л/мин, при расходе от 50 до 100 л/мин – в барботажном режиме, а далее наблюдается унос жидкости из колонны. При режиме орошения

насадки 50 м³/час, унос жидкости наступает уже при расходе газа 60 л/мин.

При использовании розеток Тейлора наблюдается более стабильная работа колонны при рассматриваемых расходах орошаемой жидкости. Рост гидравлического сопротивления происходит плавно, а переход от пленочного режима к барботажному без резкого увеличения

показаний сопротивления слоя насадки фиксируется при расходе воздуха более 60 л/мин. Унос при режиме орошения 10 и 50 м³/час наступает при расходе газа свыше 120 и 100 л/мин соответственно.

Стабильная и эффективная работа насадочной колонны при использовании в качестве контактных устройств розеток Теллера связана с образованием тонких пленок на их поверхно-

сти и, следовательно, увеличением массообмена между газовой и жидкой фазами на смоченной поверхности насадки. Конструкция насадки обеспечивает высокие скорости движения газа без излишнего захвата жидкости, что позволяет избежать режимов захлебывания и подвисания, а незначительное образование сквозных потоков газа и жидкости позволяет исключить застойные зоны по высоте слоя насадки.

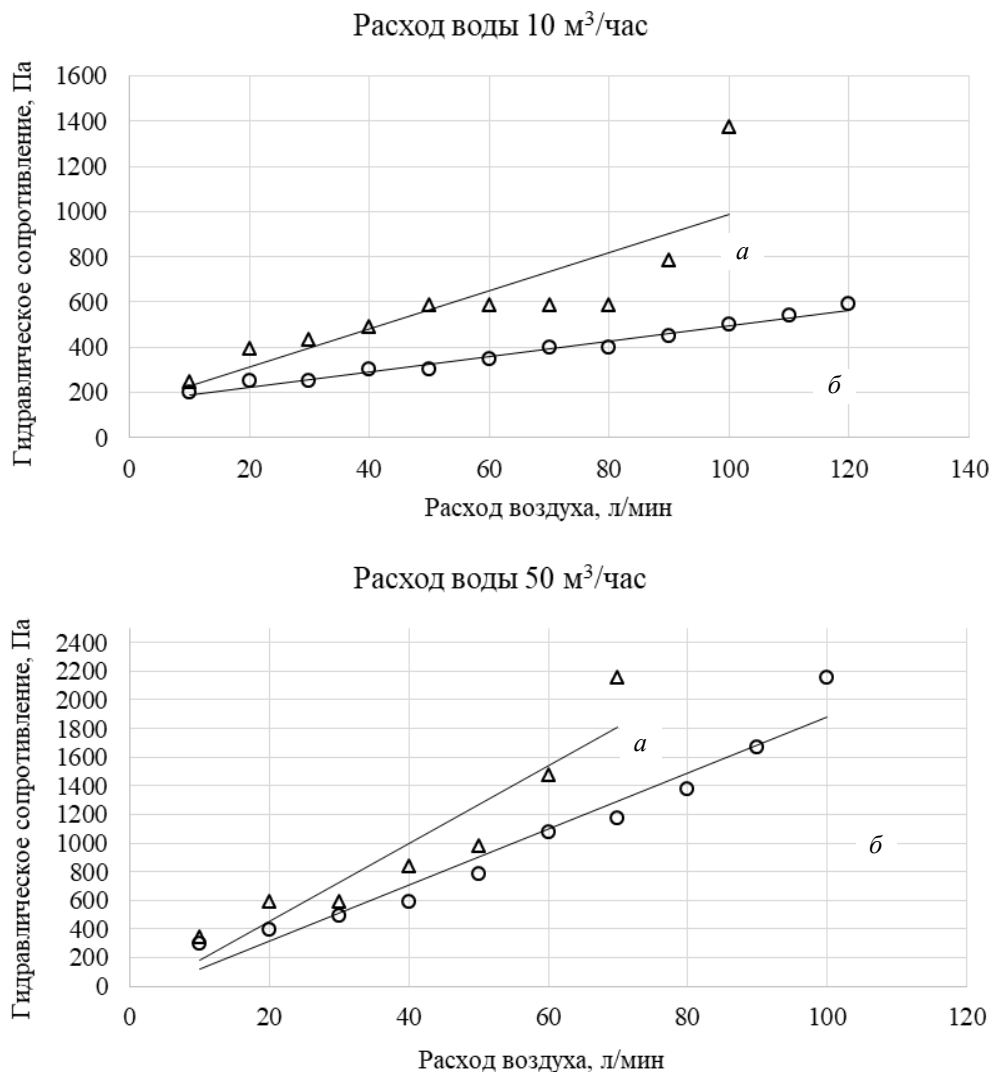


Рис. 5. Зависимость гидравлического сопротивления слоя мокрой насадки от скорости газа для режимов орошения 10 и 50 м³/час для колец Рашига (а) и розеток Теллера (б)

Небольшое гидравлическое сопротивление насадки обусловлено отсутствием плоских участков на ее поверхности, что обеспечивает свободный проход газовой фазы при малом удельном перепаде давления на единицу высоты слоя насадки.

Заключение

Проведены исследования гидродинамического режима работы колонны для двух типов

насадки – кольца Рашига и розетки Теллера. По результатам опытов установлено, что использование в качестве контактных устройств розеток Теллера обеспечивает снижение гидравлического сопротивления слоя насадки в среднем на 30–35 % и стабильную работу колонного аппарата, поскольку, благодаря исключению плоских участков в ее конструкции, осуществляется свободный проход газовой фазы при малом

удельном перепаде давления на единицу высоты слоя насадки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чуракова, С. К. Разработка энергосберегающих технологий нефтегазопереработки на основе перекрестноточных насадочных контактных устройств: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.17.07. / С. К. Чуракова. – Уфа, 2014. – 48 с.
2. Музафарова, А. Р. Классификация, основные требования и конструктивные особенности современных насадочных контактных устройств / А. Р. Музафарова, Е. А. Емельянычева // Вестник Технологического университета. – 2016. – Т. 19, № 2. – С. 63–67.
3. Леонтьев, В. С. Инновации в области разработки высокоинтенсивных массообменных устройств для модернизации ректификационных комплексов / В. С. Леонтьев // Нефтегазовое дело. – 2012. – № 1. – С. 178–187.
4. Павлов, И. Н. Основы массопередачи. Массообменные процессы в системах со свободной границей раздела фаз: учеб. пособие / И. Н. Павлов. – Бийск: Изд-во АлтГТУ. – 2019. – 211 с.
5. Дмитриев, Е. А. Аппаратура процессов разделения гомогенных и гетерогенных систем: учеб. пособие / Е. А. Дмитриев, Р. Б. Комляшев. – Москва: РХТУ им. Д. И. Менделеева, 2016. – 104 с.
6. Бахшиян, Д. Ц. Эффективность применения насадок различных конструкций / Д. Ц. Бахшиян, Т. В. Шумская, И. А. Александров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2000. – № 11. – С. 3–4.
7. Данько, В. П. Изучение гидродинамических режимов работы теплообменных аппаратов с подвижной насадкой / В. П. Данько, С. Н. Диянова, А. Г. Абазян // Прикладная механика и техническая физика. – 2018. – Т. 59, № 4 (350). – С. 110–116.
8. Васильев, П. С. Поропластовые контактные устройства теплообменных аппаратов / П. С. Васильев, А. Е. Новиков, К. В. Черикова // Орошаемое земледелие. – 2023. – № 1. – С. 50–53.
9. Васильев, П. С. Гидравлические испытания кубооктаэдрической поропластовой насадки / П. С. Васильев, К. В. Черикова // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2022. – № 3 (40). – С. 15–18.

УДК 697.932

М. И. Филимонов, А. Е. Новиков, М. И. Ламскова, А. А. Шурак, А. В. Брюхов

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ТУРБУЛИЗАЦИЕЙ ПОТОКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: maksim.filimonov.work@yandex.ru

Представлены результаты экспериментальных исследований работы двухтрубного теплообменного аппарата с использованием импеллерного турбулизатора для разрушения пристеночного ламинарного слоя горячего теплоносителя, приведены значения средней движущей силы и количества выделяемого тепла при разных расходах теплоносителя и конструктивном исполнении теплообменника.

Ключевые слова: двухтрубный теплообменный аппарат, интенсификация теплообмена, импеллерный турбулизатор, ламинарный пристеночный слой.

M. I. Filimonov, A. E. Novikov, M. I. Lamskova, A. A. Shurak, A. V. Bryukhov

STUDY OF THE OPERATION OF A TWO-PIPE HEAT EXCHANGER WITH TURBULATION OF THE COOLANT FLOW

Volgograd State Technical University

The results of experimental studies of the operation of a two-pipe heat exchanger using an impeller turbulator to destroy the near-wall laminar layer of hot coolant are presented; the values of the average driving force and the amount of heat generated are given at different coolant flow rates and different design designs of the heat exchanger.

Keywords: two-pipe heat exchanger, heat transfer intensification, impeller turbulator, laminar wall layer.

Введение

Переход российской экономики на модель импортозамещения и формирование концепции научно-технологического суверенитета дал мощный толчок в развитии отечественной науки фундаментального и прикладного характера [1]. Ответом на современные глобальные вызовы стало галопирующее развитие промышленного сектора, основанное на интенсификации действующих производственных процессов.

Неотъемлемой составляющей большинства химических и нефтегазоперерабатывающих производств остаются тепловые процессы, реализуемые в теплообменных аппаратах различных конструкций [2]. На сегодняшний день группы ученых работают над совершенствованием существующих и созданием новых конструкций теплообменников, обеспечивающих высокую эффективность при минимальных тепловых потерях.

Известна работа, в которой описывается использование поперечно расположенных турбулизаторов потока для интенсификации теплообмена в трубных аппаратах [3]. В ходе аналитических исследований получена интегральная зависимость критерия Нуссельта для предельного неизотермического теплообмена. Подставляя свойства различных теплоносителей в выведенную формулу, можно сделать вывод, что интенсификация неизотермического теплообмена с применением турбулизации газового потока обеспечивает значительный результат в сравнении с жидкими металлами и капельными жидкостями.

Другим коллективом ученых была проведена работа по совершенствованию теплообменного аппарата типа «труба в трубе» путем организации тонкослойного потока жидкости за счет введения в трубное пространство дополнительного трубчатого элемента с винтовой навивкой [4]. Реализация данного технического решения обеспечила формирование слоя жидкости толщиной до 3 мм, при этом коэффициент теплопередачи составил $2615 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Анализ современных научных работ показывает, что основным направлением интенсификации теплообмена является создание турбулентного потока теплоносителей за счет использования дополнительных конструктивных элементов [5; 6; 7]. Переход от ламинарного течения теплоносителя к турбулентному за счет использования пропеллерных, дис-

ковых и спиральных интенсификаторов обеспечивает увеличение коэффициента теплопередачи в 1,5–5 раз [8].

Примером использования лопастных турбулизаторов является устройство, описанное в работе [9]. Коллектив авторов предлагает оснастить теплообменный аппарата типа «труба в трубе» спиральным турбулизатором и лопастным завихрителем, имеющим возможность вращения вокруг своей оси, тем самым создавая интенсивное вихреобразование с последующим увеличением теплопередачи. Стоит отметить, что описанный лопастной завихритель устанавливается по всей длине трубы теплообменника, увеличивая гидравлическое сопротивление аппарата. Создание турбулентного потока без существенного увеличения гидравлического сопротивления возможно за счет использования статичных лопастных (импеллерных) турбулизаторов, закрепленных на удалении друг от друга.

Таким образом, цель данной работы заключалась в исследовании эффективности использования импеллерного турбулизатора для интенсификации теплообмена в аппарате типа «труба в трубе».

Материалы и методы

Исследование работы теплообменного аппарата типа «труба в трубе» проводили на лабораторной установке, схема которой показана на рис. 1.

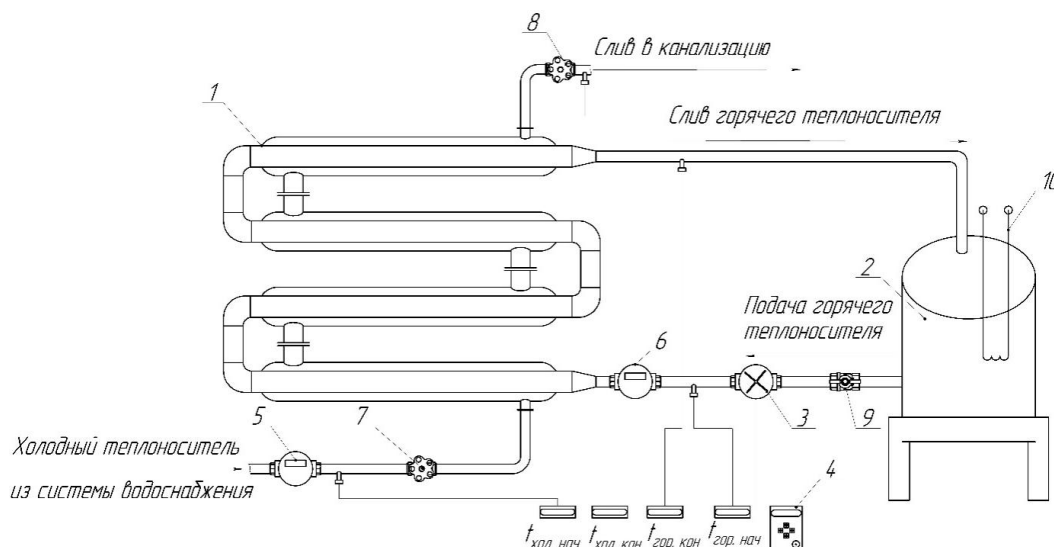


Рис. 1. Схема лабораторной установки с теплообменником типа «труба в трубе»

Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» 1 состоит из четырех секций, в состав каж-

дой секции входит цилиндрический наружный кожух диаметром 57 мм, внутри которого уста-

новлена труба диаметром 38 мм. Кожух каждой секции соединен штуцерами, а внутренние трубы – «калачами». Нагрев и поддержание рабочей температуры горячего теплоносителя осуществляли в емкости 2, оснащенной электрическим водонагревателем 10 мощностью 4 кВт. Подачу горячего теплоносителя осуществляли циркуляционным насосом 3 производительностью 3 м³/час. Регулировку рабочего расхода в контуре горячего теплоносителя осуществляли варьированием частоты вращения крыльчатки насоса 3 преобразователем частоты 4. Расход холодного теплоносителя регулировали запорной арматурой. Измерение начальных и конечных температур теплоносителей осуществляли электронными термометрами, а расходов теплоносителей – водяными счетчиками.

Эксперимент проводили следующим образом.

На первом этапе заполняли емкость 2 водой, выставляли требуемую температуру на термостате и включали электроводонагреватель 10. При достижении требуемой температуры открывали запорную арматуру 9 и с помощью частотного преобразователя 4 выставляли рабочую скорость вращения крыльчатки насоса 3, тем самым задавая необходимый расход горячего теплоносителя. После того как горячий теплоноситель проходил по внутренней трубе теплообменного аппарата, он попадал обратно в емкость 2, создавая замкнутый циркуляционный контур. По мере проведения процесса температура горячего теплоносителя на входе и на выходе теплообменника стабилизировалась, о чем свидетельствовали показания соответствующих термометров. После прогрева теплообменного аппарата открывали регулировочные краны 7 и 8. Расход холодного теплоносителя фиксировали счетчиком 5, а регулировку осуществляли вентилем 7. Трубопроводная обвязка теплообменного аппарата обеспечивает прямоточное течение теплоносителей. После стабилизации показаний всех термометров записывали значения установившихся температур.

Для получения статистически достоверных данных эксперимент повторяли в трехкратной повторности.

В целях разрушения пристеночного ламинарного слоя теплоносителя и, соответственно, интенсификации процесса теплообмена в трубное пространство аппарата устанавливали импеллерный турбулизатор (рис. 2).



Рис. 2. Фотография импеллерного турбулизатора

Эффективность работы теплообменного аппарата с турбулизатором и без него оценивали с помощью значения средней движущей силы – разницы температур, рассчитанной по формуле (1) [10]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\theta} + \Delta t_{\mu}}{2}, \quad (1)$$

где Δt_{θ} , Δt_{μ} – разность температур теплоносителя на концах теплообменного аппарата, °С.

Помимо средней движущей силы в ходе обработки экспериментальных данных оценивали количество выделяемого тепла в результате теплообмена. С этой целью использовали уравнение теплового баланса, которое имеет вид (формула (2)):

$$Q = G_{гор} \cdot c_{гор} \cdot (t_{н.гор} - t_{к.гор}) = G_{хол} \cdot c_{хол} \cdot (t_{к.хол} - t_{н.хол}), \quad (2)$$

где $c_{гор}$, $c_{хол}$ – удельная массовая теплоемкость горячего и холодного теплоносителя соответственно, Дж/(кг·°С).

Результаты и обсуждение

В ходе проведения эксперимента, после выхода лабораторной установки на стационарный режим работы при постоянных расходах горячего $G_{гор}$ и холодного $G_{хол}$ теплоносителей, измеряли их начальные $t_{н.гор}$, $t_{н.хол}$ и конечные $t_{к.гор}$, $t_{к.хол}$ температуры. Полученные данные при расходе 5 л/мин представлены на рис. 3.

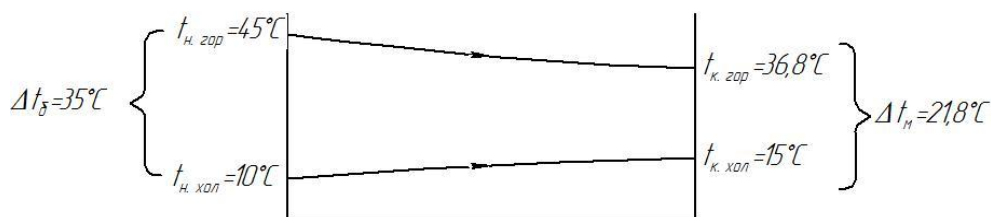


Рис. 3. График изменения температур в теплообменнике при прямоточном течении

Используя полученные значения разностей температур при варьировании расхода горячего

теплоносителя, построили графики зависимости $\Delta t_{cp} = f(G_{гор})$ (рис. 4).

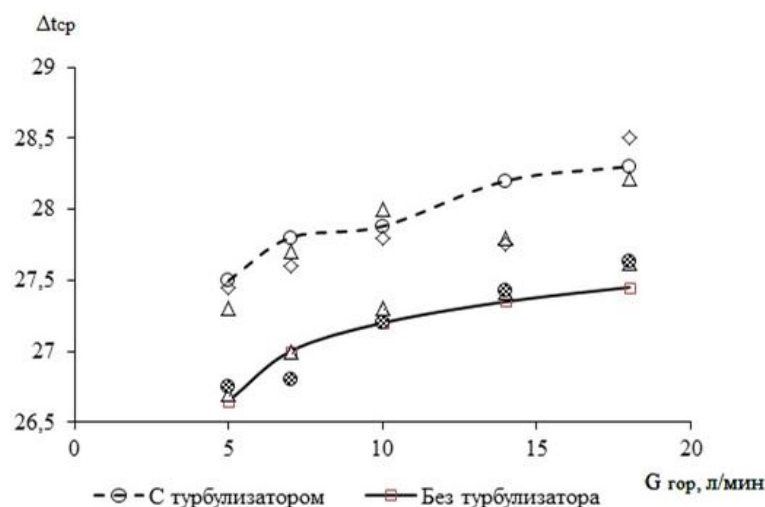


Рис. 4. Зависимость средней движущей силы от расходов горячего теплоносителя

Анализируя результаты эксперимента, можно заключить, что по мере увеличения расхода горячего теплоносителя разность температур возрастает в обоих вариантах, при этом использование турбулизатора обеспечивает большую разность температур. Наибольшее значение средней движущей силы достигается при расходе горячего теплоносителя 18 л/мин и составляет 28,5 °C в варианте с турбулизатором, и 27,3 °C в варианте без турбулизатора.

Оценка тепловой нагрузки теплообменного аппарата в исполнении с импеллерным турбулизатором и без него представлена графически на рис. 5. При малых расходах (до 10 л/мин) различие по количеству тепла не существенно – не превышает 5 %. Дальнейшее увеличение расхода горячего теплоносителя интенсифицирует выделение количества тепла, достигая максимума – 6,5 кВт в базовом варианте и 8,3 кВт в модернизированном варианте – при расходе 18 л/мин.

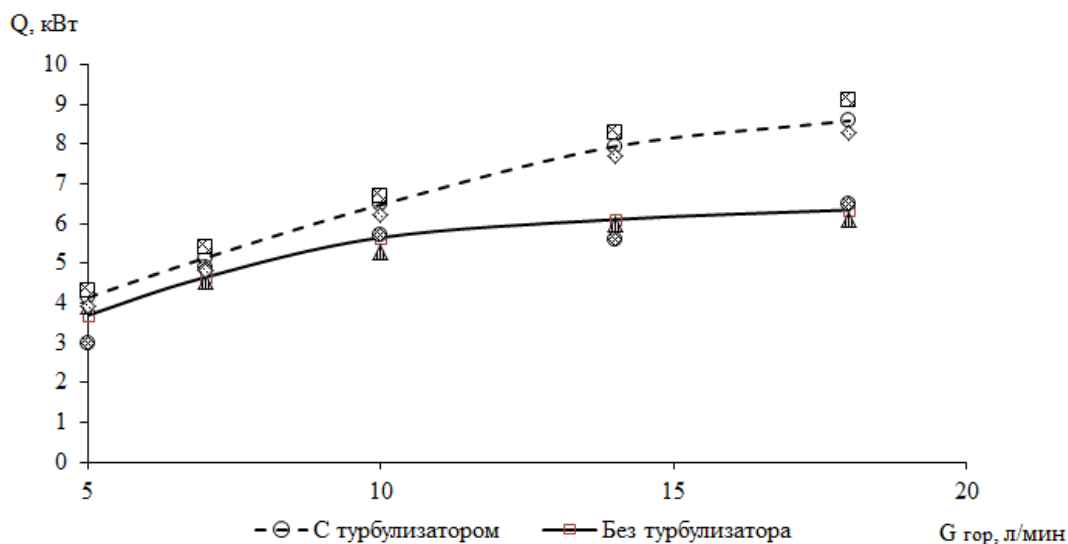


Рис. 5. Зависимость тепловой нагрузки аппарата от расхода горячего теплоносителя

Выводы

По результатам экспериментальных исследований доказано, что установка в трубное пространство теплообменника типа «труба в трубе» импеллерного турбулизатора при оп-

тимальных расходах теплоносителей обеспечивает эффективное разрушение пристеночного ламинарного слоя теплоносителя, увеличение средней движущей силы на 4,4 %, а тепловой мощности – на 27,7 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бондаренко, В. М. Научно-технологический суверенитет России: условия и пути достижения / В. М. Бондаренко // Теоретическая экономика. – 2022. – № 10. – С. 78–91.
2. Голованчиков, А. Б. Моделирование и расчет технологических параметров и геометрических размеров теплообменного оборудования: монография / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, С. А. Анцыперов. – Волгоград, 2016. – 160 с.
3. Лобанов, И. Е. Аналитическое решение задачи предельной интенсификации теплообмена в трубах с турбулизаторами для газообразных теплоносителей с переменными теплофизическими свойствами для теплообменных аппаратов, используемых в современной строительной индустрии / И. Е. Лобанов // Строймного. – 2018. – № 1 (10). – Режим доступа: <http://stroymnogo.com/science/ecopomyu/analiticheskoe-reshenie-zadachi-pre>.
4. Голованец, В. А. Использование тонкослойного теплообменного аппарата с турбулизацией потока воды на предприятии аквакультуры / В. А. Голованец, В. О. Ходов // Водные биоресурсы: рациональное освоение и искусственное воспроизводство. – 2021. – С. 87–89.
5. Сугиров, Д. У. Теплообмен в пучке гладких труб при воздействии нескольких видов интенсификации теплообмена / Д. У. Сугиров // Вопросы науки и образования. – 2019. – № 12. – С. 40–43.
6. Круглов, Г. А. Экспериментальное исследование процесса теплообмена водяного теплообменника / Г. А. Круглов, М. В. Андреев // АПК России. – 2017. – № 3. – С. 667–670.
7. Пат. 212141 Российская Федерация, МПК F28D 7/10, F28F 9/013. Теплообменник «труба в трубе» / А. Б. Голованчиков, М. И. Филимонов, А. А. Шурак, М. И. Ламскова, А. Е. Новиков, В. В. Лаврентьев; ФГБОУ ВО «ВолгГТУ». – 2022.
8. Лаптев, А. Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями: монография / А. Г. Лаптев, Т. М. Фарахов, О. Г. Дударовская. – Санкт-Петербург: Страта, 2016. – 214 с.
9. Пат. 2712706 Российская Федерация, МПК F28D11/04, F28F5/02, F28D7/10 Теплообменник типа «труба в трубе» с вращающейся теплообменной поверхностью / А. В. Балчугов, Б. О. Кустов, А. А. Бадеников; ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет». – 2020.
10. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / А. Г. Касаткин. – Москва: ООО ТИД «Альянс», 2004. – 753 с.

УДК 621.928.37

В. О. Яблонский, Г. Атаев, И. Ю. Овечкин

ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ ФАКТОРА РАЗДЕЛЕНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ СЕПАРАЦИИ ВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИХ СРЕД НАПОРНОЙ ФЛОТАЦИЕЙ В ЦИЛИНДРОКОНИЧЕСКОМ ГИДРОЦИКЛОНЕ

Волгоградский государственный технический университет
e-mail: everest58@mail.ru

Математическая модель разделения неоднородных жидких систем в поле центробежных сил адаптирована к процессу очистки вязкопластических жидкостей в цилиндрикоконическом гидроциклоне напорной флотацией. Модель учитывает действие сил инерции, Кориолиса и присоединенную массу жидкости. Система дифференциальных уравнений в частных производных, описывающая процесс флотации, сведена к системе обыкновенных дифференциальных уравнений и решена численным методом с учетом геометрии рабочего пространства цилиндрикоконического гидроциклона. На основе разработанной математической модели проанализировано влияние фактора разделения на остаточную концентрацию частиц твердой фазы при различных значениях угла конусности корпуса и числа пластичности. Приведено физическое обоснование полученных результатов. Полученные результаты могут использоваться при расчете оборудования для разделения вязкопластических сред в гидроциклонах напорной флотацией.

Ключевые слова: вязкопластическая жидкость, предел текучести, напорная флотация, цилиндрикоконический гидроциклон, число пластичности, фактор разделения, показатель нелинейности, индекс консистентности, остаточная концентрация.

V. O. Yablonskii, G. Ataev, I. Y. Ovechkin

ASSESSMENT OF THE IMPACT OF THE SEPARATION FACTOR ON THE INDICATORS OF SEPARATION OF VISCOPLASTIC MEDIA BY PRESSURE FLOTATION IN A CYLINDRICAL-CONICAL HYDROCYCLONE

Volgograd State Technical University

The mathematical model of separation of inhomogeneous liquid systems in the field of centrifugal forces is adapted to the process of purification of viscoplastic liquids in a cylindrical-conical hydrocyclone by pressure flotation. The model takes into account the action of inertia forces, Coriolis and the attached mass of liquid. The system of partial differential equations describing the flotation process is reduced to a system of ordinary differential equations and solved numerically taking into account the geometry of the working space of a cylindrical-conical hydrocyclone. Based on the developed mathematical model, the influence of the separation factor on the residual concentration of solid phase particles at different values of the body taper angle and the plasticity number is analyzed. The physical justification of the obtained results is given. The results obtained can be used in the calculation of equipment for the separation of viscoplastic media in hydrocyclones by pressure flotation.

Keywords: viscoplastic fluid, yield strength, pressure flotation, cylindrical-conical hydrocyclone, plasticity number, separation factor, nonlinearity index, consistency index, residual concentration.

Гидроциклоны, отличающиеся простотой устройства, надежностью и высокой эффективностью процессов разделения, могут применяться для осуществления высокоэффективных процессов разделения в центробежном поле.

Применяемые в процессах очистки и обогащения отстойники и сепараторы не обеспечивают высоких показателей осветления и занимают значительные производственные площади. Ввиду того, что центробежное поле обеспечивает более высокую интенсивность протекания процессов разделения по сравнению с гравитационным, целесообразно применение гидроциклонов и осуществление в них процесса напорной флотации примесей. Наибольшую интенсивность центробежного поля обеспечивает цилиндроконический гидроциклон, работающий в пленочном режиме течения, поэтому осуществление процесса напорной флотации в этом аппарате является целесообразным для многих технологических процессов.

В работе [1] подчеркивается, что гидроциклоны традиционно довольно широко применяют на горно-обогатительных предприятиях, а для водоподготовки – неоправданно мало, ввиду того, что частицы малого размера, выделяемые в процессах водоподготовки, не полностью сепарируются в гидроциклонах. Процесс флотации в поле центробежных сил, позволяющий существенно уменьшить граничное зерно разделения, в данном случае существенно расширяет область применения гидроциклонов.

Опыты по разделению водомасляной эмульсии и трехкомпонентной системы «вода – моторное масло – кварцевый песок» в гидроциклоне-флотаторе [2] показали, что во всем исследованном интервале концентраций и входных давлений гидроциклон-флотатор обеспечивает более высокую эффективность улавливания твердой фазы, чем обычный гидроциклон.

В работе [3] показано, что извлечение взвешенных частиц из сточных вод напорной флотацией, осуществленной в поле центробежных сил в гидроциклоне, способствует значительной интенсификации процесса и достижению практически полного удаления частиц твердой фазы за счет отделения из сточных вод частиц наиболее мелких фракций. Для достижения более эффективной очистки предлагается методи-

ка расчета сепарационных процессов в гидроциклонах-флотаторах на основе уравнения радиального движения частицы, связанной с пузырьком воздуха.

В работе [4] установлено, что при турбулентном течении вязкой жидкости в поле центробежных сил газовые пузырьки являются неустойчивыми образованиями и могут разрушаться. Поэтому аппараты, работающие в пленочном режиме течения, обеспечивают наиболее благоприятные условия для осуществления процесса флотации в поле центробежных сил.

Авторами работы [5] предложено вводить диспергированный газ непосредственно во входной патрубок гидроциклона без учета того, что частицы твердой фазы служат центрами образования газовых пузырьков при напорной флотации, что существенно повышает интенсивность образования флотокомплексов.

В [6] на основании результатов численного моделирования выполнен анализ влияния конструктивных параметров цилиндроконического гидроциклона на гидродинамику неньютоновской жидкости. Установлено влияние угла конусности конической части корпуса гидроциклона и фактора разделения на затухание окружной составляющей скорости в направлении оси гидроциклона и толщину пленки жидкости.

Описание разделительных процессов в цилиндроконическом гидроциклоне со свободно образующейся поверхностью вязкопластической жидкой фазы на основе решения полных уравнений реодинамики до сих пор не проведено и представляет значительный теоретический и прикладной интерес.

Целью работы является исследование влияния фактора разделения при различных значениях угла конусности корпуса аппарата и пластических свойств среды на показатели разделения при реализации процесса очистки напорной флотацией в цилиндроконическом гидроциклоне.

Полагаем, что реологические свойства вязкопластической разделяемой среды для случая трехмерного течения могут быть охарактеризованы уравнением Гершелия-Балкли [7], которое при записи в компонентах тензора скоростей деформаций с учетом условия пластичности фон Мизеса имеет вид:

$$\tau_{ij} = \left(\frac{\tau_0}{A} + kA^{n-1} \right) \gamma_{ij}, \quad (1)$$

$$A = \sqrt{2 \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + 2 \left(\frac{V_r}{r} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial r} - \frac{V_\varphi}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)^2},$$

где τ_{ij} – компоненты тензора напряжений, Па; τ_0 – предельное напряжение сдвига, Па; γ_{ij} – компоненты тензора скоростей деформаций, с^{-1} ; A – интенсивность скоростей деформаций, с^{-1} ; V_r – радиальная составляющая скорости среды, м/с; V_ϕ – окружная составляющая скорости среды, рад/с; n – показатель нелинейности кривой течения; k – индекс консистентности, $\text{Па}\cdot\text{с}^n$; r, z – радиальная и осевая координаты, м; ϕ – окружная координата, рад.

Уравнение Гершеля – Балкли позволяет моделировать реодинамику многих неньютоновских сред в промышленных условиях.

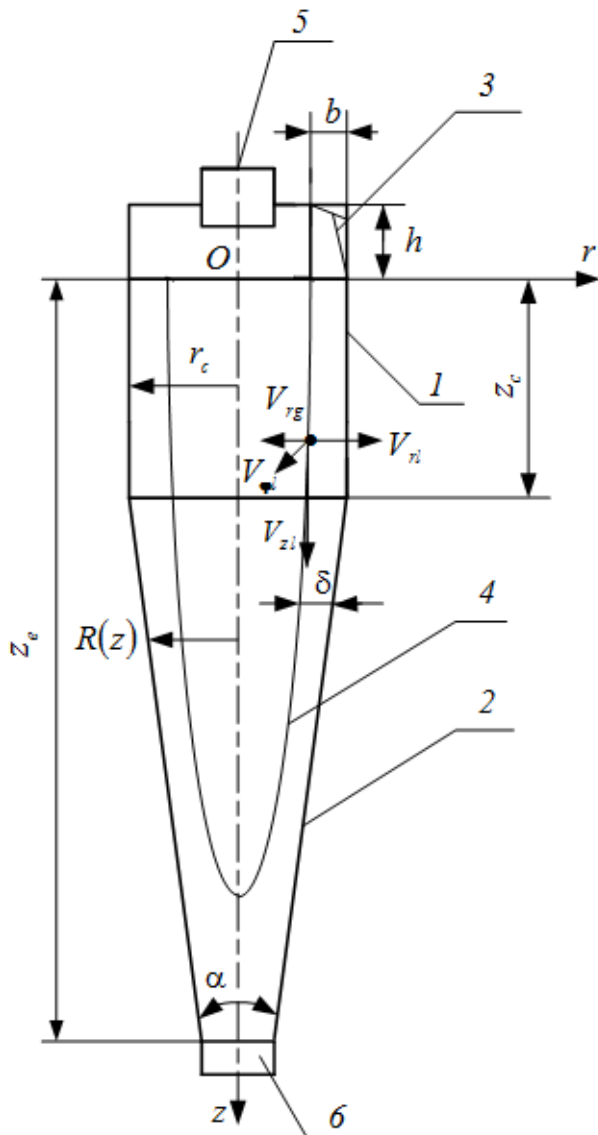


Рис. 1 Схема разделения вязкопластической среды напорной флотацией в цилиндроконическом гидроциклоне:
1 – цилиндрическая камера; 2 – коническая часть корпуса;
3 – входной патрубок; 4 – вращающаяся пленка жидкости со свободной поверхностью; 5 – верхний отводящий патрубок;
6 – нижний сливной патрубок

Схема течения разделяемой среды в цилиндроконическом гидроциклоне приведена на рис. 1. Гидроциклон состоит из цилиндрической камеры 1 и конической части 2 с углом конусности α . В цилиндрическую камеру 1 через входной патрубок 3, установленный в ее верхней части, тангенциально подается при повышенном давлении (до 0,8 МПа) суспензия, предварительно насыщенная газом. Поступившая в гидроциклон суспензия стекает по стенкам корпуса аппарата вниз, обладая окружной V_ϕ , осевой V_z и радиальной V_r составляющими скорости, образуя вращающуюся пленку со свободной поверхностью 4. При снижении давления до атмосферного создается перенасыщение растворенного газа и суспензия «вскипает». Частицы твердой фазы под действием центробежной силы движутся к стенке корпуса гидроциклона, а пузырьки газа под действием выталкивающей центростремительной силы Архимеда – навстречу им к поверхности пленки. При столкновении частиц твердой фазы с пузырьками газа происходит образование флотокомплексов, выносящих частицы твердой фазы на поверхность пленки в пенный слой, который удаляется через верхний отводящий патрубок 5. Кроме того, частицы твердой фазы служат непосредственными центрами образования пузырьков газа, выделяющихся при снижении давления, что приводит к существенному повышению кинетического коэффициента напорной флотации. Осветленная суспензия удаляется из аппарата через нижний сливной патрубок 6.

Математическая постановка задачи производится при следующих допущениях: при поступлении суспензии в гидроциклон давление в суспензии падает и происходит выделение монодисперсных газовых пузырьков, равномерно распределенных по всему объему, концентрация которых на входе в гидроциклон равна C_{g0} ; коалесценция газовых пузырьков отсутствует; для пленочного течения суспензии с неньютоновской дисперсионной средой, обладающей высокой эффективной вязкостью, режим течения ламинарный и режим осаждения частиц твердой фазы и всплытия пузырьков газа – ламинарный [8].

Для математического моделирования поля концентраций при разделении суспензии с вязкопластической дисперсионной средой напорной флотацией в цилиндроконическом гидроциклоне используется дифференциальное уравнение конвективной диффузии в цилиндриче-

ских координатах, которое с учетом стока частиц твердой фазы за счет связывания в комплексы и флотации пузырьками газа при равенстве нулю коэффициента молекулярной диффузии может быть записано для частиц твердой фазы и пузырьков газа следующим образом:

$$\operatorname{div}(\bar{V}_h c_h) = -J_h, \quad (2)$$

$$\operatorname{div}(\bar{V}_g c_g) = -J_g,$$

где $\bar{V}_h$ – вектор скорости частиц твердой фазы; $\bar{V}_g$ – вектор скорости пузырьков газа; c_h – концентрация частиц твердой фазы, кг/м³; c_g – концентрация пузырьков газа, кг/м³; J_h, J_g – сток частиц твердой фазы и пузырьков газа за счет флотации.

Наиболее распространенным в практике гидроциклонной флотации является случай, когда одна частица извлекается несколькими пузырьками в поле центробежных сил. При этом концентрация пузырьков газа значительно превышает концентрацию частиц твердой фазы $c_g > c_h$ и можно полагать $c_g = \text{const}$ во всем объеме пленки суспензии в гидроциклоне.

Для этого случая второе уравнение системы (2) можно исключить и система (1) сводится к одному уравнению, сток частиц твердой фазы J_h за счет флотации в котором согласно [9] имеет вид, аналогичный кинетическому уравнению химической реакции первого порядка:

$$\operatorname{div}(\bar{V}_h c_h) = -K c_g c_h, \quad (3)$$

где K – кинетическая константа флотации, с⁻¹.

При $c_g = 0$ сток частиц за счет флотации отсутствует и уравнение (3) описывает процесс разделения суспензии сепарацией в поле центробежных сил.

Константа скорости флотации K определялась по формуле, полученной в работе [10] на основании того, что вероятность столкновения частиц и пузырьков аналогична вероятности столкновения молекул в молекулярно-кинетической теории газов.

Уравнение (3) совместно с уравнением движения частицы твердой фазы с учетом сил инерции, Кориолиса и присоединенной массы жидкости решалось по методике, изложенной в работе [11].

В соответствии с методом характеристик, система дифференциальных уравнений в частных производных, задаваемая уравнением (3) и уравнением движения частицы твердой фазы с

учетом стока частиц за счет флотации, сводится к эквивалентной системе обыкновенных дифференциальных уравнений, одно из которых задает траекторию частицы твердой фазы, а остальные – концентрацию частиц на траекториях с учетом стока за счет флотации.

Расчет на каждой траектории проводился до значения радиальной координаты, равного безразмерному радиусу корпуса гидроциклона $R_k(Z)$, являющемуся в случае цилиндрического гидроциклона кусочно-линейной функцией Z , определяемой из соотношения:

$$R_k(Z) = 1 \quad (Z < Z_c), \quad (4)$$

$$R_k(Z) = 1 - (Z - Z_c) \operatorname{tg}(\alpha / 2) \quad (Z > Z_c),$$

где $R_k(Z) = r_c(z)/r_c$ – безразмерный радиус корпуса гидроциклона; $Z = z/r_c$ – безразмерная осевая координата; r_c – радиус цилиндрической камеры гидроциклона, м.

Полученная система дифференциальных уравнений с граничным условием, задающим объемную долю частиц твердой фазы C_0 на входе в гидроциклон, решалась совместно с уравнениями движения частиц твердой фазы [11] по методу Рунге-Кутты четвертого порядка с фиксированным шагом. Ввиду того, что скорость изменения осевой координаты при приближении траектории к стенке во много раз превышает скорость изменения радиальной координаты, данная система уравнений относится к классу жестких систем и требует для своего решения очень большого количества шагов. Интервал интегрирования от нижней границы входного патрубка гидроциклона до выходного отверстия конической части корпуса разбивался на $M = 3 \cdot 10^5$ шагов по оси Z и полученная система дифференциальных уравнений численно интегрировалась с использованием программы, составленной на языке Compaq Visual Fortran. Погрешность решения системы оценивалась удвоением числа шагов и не превышала $1 \cdot 10^{-5}$.

Течение вязкопластической жидкости в гидроциклоне характеризуется [6] центробежным числом Фруда Fr (фактором разделения), модифицированным числом Рейнольдса Re_n , числом пластичности Pl , равного отношению предельного напряжения сдвига τ_0 к силе инерции [11], показателем нелинейности кривой течения n , а также параметром конструкции гидроциклона Q , характеризующим отношение площади сечения входного патрубка гидроциклона к площади горизонтального сечения корпуса аппарата.

Для оценки качества процесса разделения использовалась безразмерная остаточная концентрация частиц твердой фазы S (отношение объемной доли частиц, не извлеченных из суспензии в данном сечении пленки к объемной

доле частиц во входном патрубке гидроциклона), которая определялась по методике, изложенной в работе [11].

Результаты моделирования приведены на рис. 2; 3.

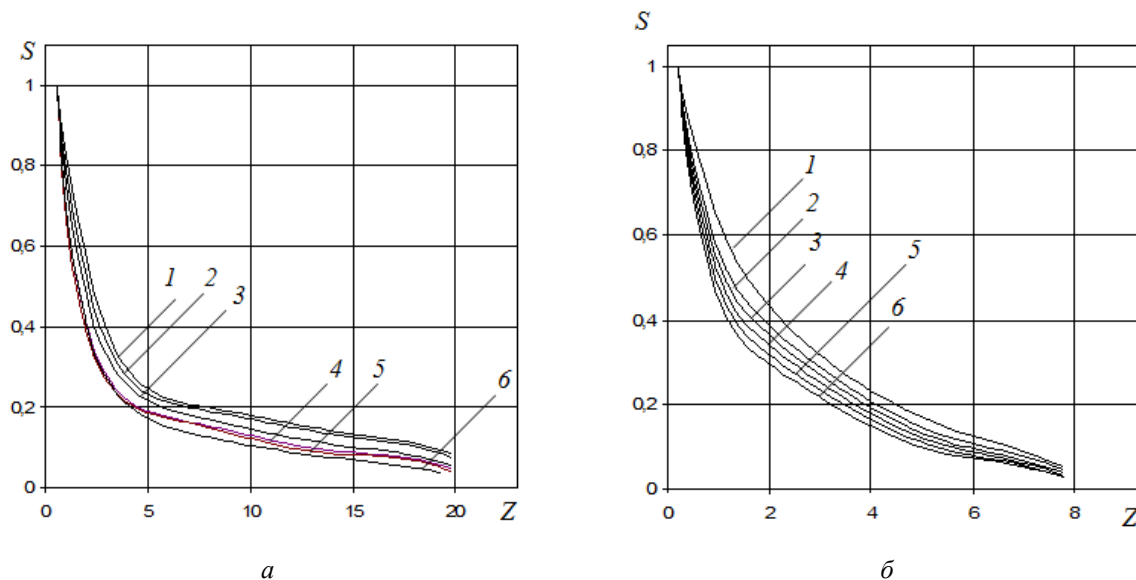


Рис. 2. Распределение остаточной концентрации частиц твердой фазы S по оси цилиндрикоконического гидроциклона при $Pl = 0,0085$; $Re_n = 4 \cdot 10^3$; $Q = 0,02$; $n = 0,7$; $d_h = 2 \cdot 10^{-5}$ м; $d_g = 3 \cdot 10^{-5}$ м:
 $a - \alpha = 5^\circ$; $б - \alpha = 15^\circ$; 1 – $Fr = 40$; 2 – $Fr = 60$; 3 – $Fr = 70$; 4 – $Fr = 80$; 5 – $Fr = 90$; 6 – $Fr = 95$;

На рис. 2, a и $б$ приведены кривые распределения остаточной концентрации частиц твердой фазы S по оси цилиндрикоконического гидроциклона при значениях $Pl = 0,0085$, $Re_n = 4 \cdot 10^3$, $Q = 0,02$, $n = 0,7$, $d_h = 2 \cdot 10^{-5}$ м, $d_g = 3 \cdot 10^{-5}$ м. На кривых можно выделить участок быстрого снижения остаточной концентрации S (до $Z = 2,5-3,0$), соответствующий участку наиболее интенсивного затухания окружной составляющей скорости потока. Этот участок имеет несколько большую протяженность, чем для цилиндрического гидроциклона (до $Z = 2,0-2,5$ [11]), что объясняется увеличением толщины пленки жидкости и снижением интенсивности затухания окружной составляющей скорости. Из анализа данных, приведенных на рис. 2, a , следует, что остаточная концентрация S в выходном сечении гидроциклона снижается с увеличением числа Fr (фактора разделения) более интенсивно, чем в цилиндрическом гидроциклоне [11], что может быть объяснено более значительным увеличением толщины пленки жидкости в конической части корпуса и пути, проходимого в жидкости частицами твердой фазы и пузырьками газа, что приводит к увели-

чению числа столкновений и числа образовавшихся флотокомплексов.

На рис. 2, $б$ приведены кривые распределения остаточной концентрации частиц твердой фазы S по оси цилиндрикоконического гидроциклона, при тех же значениях параметров, что на рис. 2, a , для угла конусности конической части корпуса $\alpha = 15^\circ$. Из сравнения данных, приведенных на рис. 2, a и $б$, следует, что на начальном участке течения (до $Z = 5,0$) остаточная концентрация S в выходном сечении гидроциклона снижается при $\alpha = 5^\circ$ более интенсивно за счет меньшего затухания окружной составляющей скорости потока $V_{\phi l}$ в направлении оси гидроциклона [6], что вызывает возрастание радиальных составляющих скорости частиц твердой фазы V_{rh} и пузырьков газа V_{rg} , и кинетического коэффициента флотации K , и соответствующее увеличение количества столкновений частиц с пузырьками газа и снижение остаточной концентрации S . Однако на выходе из гидроциклона остаточная концентрация S частиц твердой фазы меньше при $\alpha = 15^\circ$ вследствие более интенсивной закрутки потока на выходе из гидроциклона.

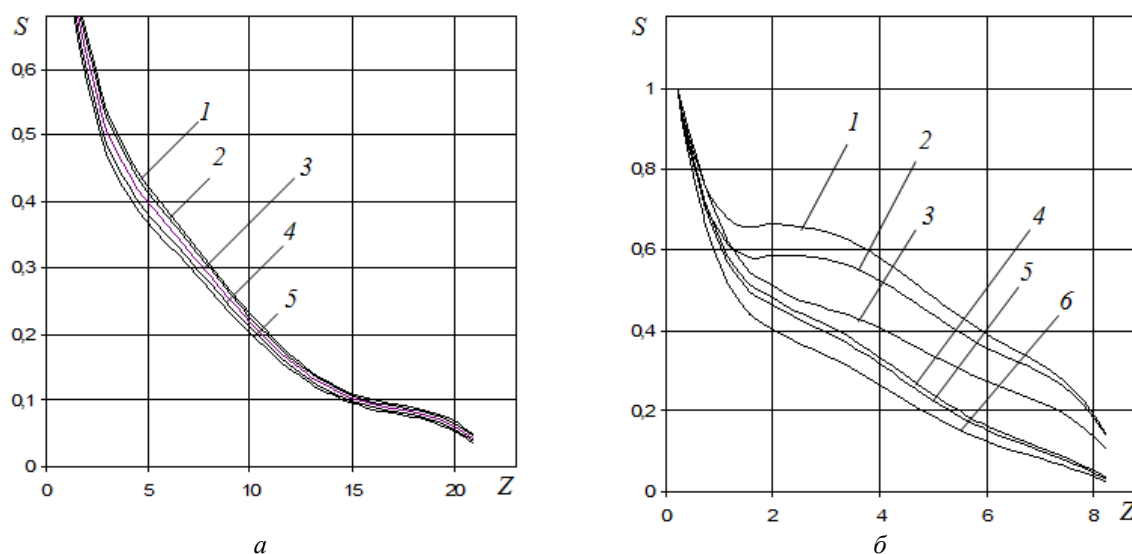


Рис. 3. Распределение остаточной концентрации частиц твердой фазы S по оси цилиндрикоконического гидроциклона при $Pl = 0,085$; $Re_n = 4 \cdot 10^3$; $Q = 0,02$; $n = 0,7$; $d_h = 2 \cdot 10^{-5}$ м; $d_g = 3 \cdot 10^{-5}$ м:
 $a - \alpha = 5^\circ$: 1 – $Fr = 60$; 2 – $Fr = 70$; 3 – $Fr = 80$; 4 – $Fr = 90$; 5 – $Fr = 100$;
 $b - \alpha = 15^\circ$: 1 – $Fr = 30$; 2 – $Fr = 40$; 3 – $Fr = 45$; 4 – $Fr = 55$; 5 – $Fr = 60$; 6 – $Fr = 80$

На рис. 3, a и b приведены те же зависимости, что на рис. 2, для значения $Pl = 0,085$. Из сравнения данных, приведенных на рис. 2, a и рис. 3, a , следует, что при значениях угла конусности $\alpha = 5^\circ$ повышение числа пластичности Pl и соответствующее увеличение предельного напряжения сдвига τ_0 приводят к снижению остаточной концентрации S в выходном сечении гидроциклона, так как увеличение τ_0 приводит к росту аномалии неньютоновских свойств дисперсионной среды и соответствующему снижению интенсивности затухания окружающей составляющей скорости дисперсионной среды $V_{\phi l}$ в направлении оси гидроциклона, а также к увеличению наполненности ее радиального распределения [6]. Это также приводит к снижению остаточной концентрации S благодаря возрастанию центробежной силы, действующей на частицы твердой фазы и центростремительной силы, действующей на пузырьки газа, что вызывает увеличение скорости их встречного движения и соответствующее повышение кинетического коэффициента флотации K .

Из сравнения рис. 3, b с рис. 3, a и рис. 2, b следует, что при $\alpha = 15^\circ$ и $Pl = 0,085$ снижения остаточной концентрации частиц твердой фазы удастся добиться только при высоких значениях фактора разделения ($Fr = 50-80$), так как при меньших значениях числа Fr увеличение толщины пленки разделяемой суспензии в нижней

зоне конической части корпуса аппарата при $\alpha = 15^\circ$ по сравнению со случаем $\alpha = 5^\circ$ приводит к снижению эффективности протекания процесса флотации.

При $\alpha = 15^\circ$ и $Pl = 0,085$ влияние числа Fr на остаточную концентрацию частиц твердой фазы является наиболее значительным.

Таким образом, с использованием разработанной математической модели, адаптированной к процессу разделения суспензий с вязкопластической дисперсионной средой напорной флотацией в цилиндрикоконическом гидроциклоне, установлено влияние угла конусности корпуса и пластических свойств разделяемой среды на остаточную концентрацию частиц твердой фазы на выходе из гидроциклона. Полученные результаты являются теоретической основой для создания методики инженерного расчета цилиндрикоконических гидроциклонов-флотаторов для разделения вязкопластических сред.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Башаров, М. М. Устройство и расчет гидроциклонов: учеб. пособие / М. М. Башаров, О. А. Сергеева; под ред. А. Г. Лаптева. – Казань: Вестфалика, 2012. – 92 с.
2. Диков, В. А. Исследование возможности применения гидроциклонов для центробежно-флотационного обогащения калийсодержащих руд / В. А. Диков, Д. Е. Суханов // Инженерный вестник Дона. – 2013. – Т. 2, № 4 (27). – С. 23–26.
3. Каратаев, О. Р. Моделирование сепарационных процессов в гидроциклонах-флотаторах / О. Р. Каратаев,

3. Р. Шамсутдинова // Вестник технологического университета. – 2015. – Т. 18, № 16. – С. 117–119.

4. Лагуткин, М. Г. Поведение газовых пузырей в гидроциклоне / М. Г. Лагуткин, А. П. Климов // Теоретические основы химической технологии. – 1993. – Т. 27, № 5. – С. 468–472.

5. Кутепов, А. М. Разделение дисперсных систем в гидроциклонах с дополнительным вводом диспергированного газа / А. М. Кутепов, М. Г. Лагуткин, Г. В. Павловский, В. И. Муштаев // Теоретические основы химической технологии. – 1999. – Т. 33, № 5. – С. 571–577.

6. Яблонский, В. О. Течение реологически сложной суспензии в цилиндрическом гидроциклоне / В. О. Яблонский // Теоретические основы химической технологии – 2005. – Т. 39, № 4. – С. 355–361.

7. Acary-Robert, C. Viscoplastic Free-Surface Flows: The Herschel-Bulkley Case / C. Acary-Robert, E. D. Fernandez-Nieto, G. Narbona-Reina, P. Vigneaux // Seventh International

Conference on Computational Fluid Dynamics (ICCFD7). – Big Island, Hawaii. – 2012. – P. 1–15.

8. Dyakowski, T. Simulation of non-newtonian flow in a hydrocyclone / T. Dyakowski, G. Hornung, R. A. Williams // Chem. Eng. Res. Des. A. – 1994. – V. 72, № 4. – P. 520–523.

9. Дерягин, Б. В. Микрофлотация: водоочистка, обогащение / Б. В. Дерягин, С. С. Духин, Н. Н. Рулев. – Москва: Химия, 1986. – 112 с.

10. Тябин, Н. В. Расчет аппаратов идеального вытеснения для разделения тонких суспензий электролитическими газами / Н. В. Тябин, Г. Л. Дахина, А. Б. Голованчиков, А. А. Мамаков // Теоретические основы химической технологии. – 1989. – Т. 13, № 6. – С. 880–884.

11. Яблонский, В. О. Моделирование влияния реологических свойств вязкопластической среды на показатели очистки флотацией в цилиндрическом гидроциклоне / В. О. Яблонский // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2022. – № 3 (40). – С. 18–26.

УДК 681.5

П. Д. Кутейников

РЕЗЕРВИРОВАНИЕ СИСТЕМ РЕЛЕЙНОЙ ЗАЩИТЫ И АВТОМАТИКИ

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: suhanov.pavel@inbox.ru

Рассмотрены различные способы резервирования систем электроснабжения объектов и их отдельных частей. Подробно описана суть мажоритарного резервирования и виды мажорирования. Приведен расчет вероятности безотказной работы системы с применением мажоритарного резервирования. Сделаны выводы о достоинствах мажоритарного резервирования.

Ключевые слова: показатели надежности; резервирование; мажоритарное резервирование; вероятность безотказной работы; надежность систем электроснабжения.

P. D. Kuteynikov

REDUNDANCY OF RELAY PROTECTION AND AUTOMATION SYSTEMS

Volgograd State Technical University

Various power supply systems of objects and their individual parts redundancy methods are considered. The essence of majority reservation and types of majorization are described in detail. The calculation of the system using majority redundancy failure-free operation probability is given. Conclusions about the merits of majority redundancy are drawn.

Keywords: reliability indicators; redundancy; majority redundancy; probability of failure-free operation; reliability of power supply systems.

Современный мир стремительно развивается, и с увеличением количества различных потребителей электроэнергии растут также и требования к такому важному параметру систем электроснабжения, как надежность. Требуемая надежность определяется, в первую очередь, на этапе проектирования, обеспечивается при производстве и должна быть сохранена в течение всего времени жизненного цикла изделия [1; 2]. Одним из способов повышения надежности системы на этапе проектирования является применение средств релейной защиты и автоматики. Однако даже они имеют шанс выхода из строя в результате аварий различного характера.

Повысить надежность устройств релейной защиты и автоматики позволяет резервирование.

В общем случае резервирование – это применение дополнительных средств и возможностей с целью сохранения работоспособного состояния объекта при отказе одного или нескольких его элементов [3]. Повышение надежности при резервировании осуществляется за счет избыточности, введенной в систему, благодаря которой обеспечивается рабочее состояние при отказе одного или нескольких ее элементов. В современных системах резервирование осуществляется различными способами (см. рисунок).

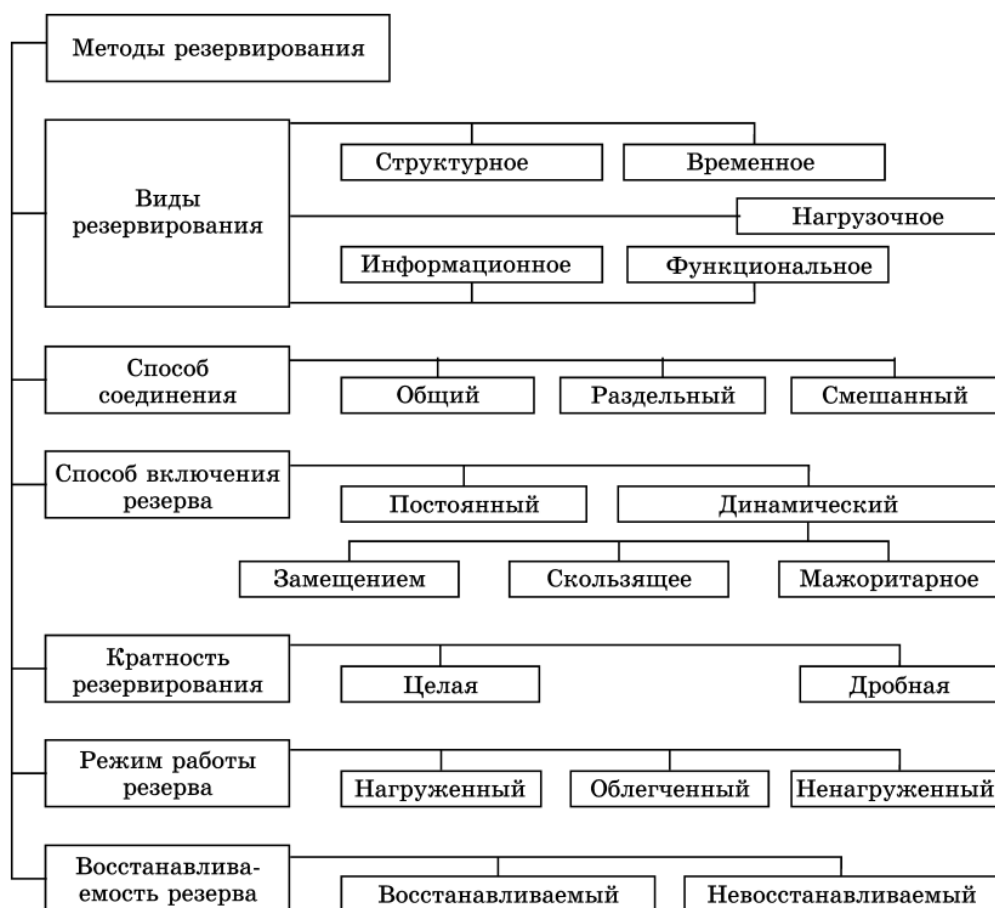
Структурное резервирование заключается в использовании резервных элементов системы. В этом виде резервирования вводятся дополнительные элементы, которые будут работать при отказе основных.

Временное резервирование заключается в использовании резервного времени. На выполнение основных функций элементов системы отводится больше минимально необходимого времени.

Информационное резервирование подразумевает использование избыточной информации для уменьшения искажения или устранения ошибок при передаче информации. Примерами такого вида может служить использование разного вида кодов при передаче информации для исправления возникающих ошибок.

Суть *функционального резервирования* состоит в использовании различных средств или способов для выполнения какой-либо функции. Примером такого вида резервирования может служить использование радио, телефона и интернета для связи с людьми, либо питание потребителей от выпрямителей и аккумуляторов. Из-за принципа работы такого резервирования обычные показатели надежности, такие как наработка на отказ и вероятность безотказной работы, теряют свою информативность. Для данного вида резервирования характерны такие показатели надежности, как среднее время выполнения задачи и вероятность ее выполнения.

Нагрузочное резервирование заключается в использовании возможности элементов системы воспринимать дополнительную нагрузку.



Способы резервирования

По способу включения резерва различают постоянное и динамическое резервирование.

Постоянное резервирование – резервирование, при котором структура системы не перестраивается при отказе элементов. В данном случае отсутствуют элементы, осуществляю-

щие автоматическое включение резерва. Среди преимуществ такого вида резервирования можно выделить простоту построения схемы, отсутствие перерывов в работе. К недостаткам можно отнести повышенный расход энергии и увеличение габаритов и массы системы.

Динамическое резервирование заключается в перестройке схемы при выходе из строя ее элемента. К преимуществам относится сохранение надежности резервных элементов и сохранение режима работы резерва. Основным недостатком такого вида резервирования является необходимость в переключающих устройствах [3; 4].

Существует несколько видов динамического резервирования, среди которых наиболее выделяется мажоритарное резервирование. Оно является самым распространенным и заключается в использовании дополнительного логического элемента, выполняющего сравнение сигналов, поступающих от нескольких измерительных устройств. На выходе логического элемента формируется сигнал на основе результатов логической обработки сигналов, поступающих на вход. Мажоритарное резервирование бывает арифметическим, медианным и кодовым.

При арифметическом мажорировании на выходе мажоритарного элемента формируется код, представляющий из себя арифметическую сумму кодов на входе. Арифметическое мажорирование может быть реализовано путем последовательного соединения двух четырехрядных комбинаций сумматоров и схемы деления на три. Этот способ часто используется в системах предварительной обработки информации, которая приходит с нескольких однотипных датчиков с целью уменьшения ошибки.

При медианном мажорировании сигнал на выходе мажоритарного элемента формируется как среднее значение из входных сигналов. Так, например, если на вход мажоритарного элемента подаются сигналы в виде двоичных кодов: 0001 на первый канал, 0100 на 2 канал и 1101 на третий канал, то на выходе будет 0100, поскольку при переводе сигналов в десятичный код они будут равны соответственно 1, 4 и 13.

Кодовое мажорирование наиболее широко распространено при резервировании цифровых систем. Оно заключается в формировании сигнала на выходе мажоритарного элемента по формуле:

$$z = \begin{cases} 0, & \sum_{i=1}^m x_i < k; \\ 1, & \sum_{i=1}^m x_i \geq k, \end{cases} \quad (1)$$

где z – выходной сигнал, m – число входных каналов. $k = \frac{m+1}{2}$, x_i – сигнал на выходе i -го канала. Наиболее распространены системы с ко-

довым мажорированием с $m = 3$ и $k = 2$. Ниже приведен пример таблицы соответствий для выходного сигнала такой системы.

Таблица соответствий выходных сигналов элемента «2 на 3»

Входные сигналы			Выходной сигнал
x_3	x_2	x_1	z
0	0	0	0
0	0	1	0
0	1	0	0
0	1	1	1
1	0	0	0
1	0	1	1
1	1	0	1
1	1	1	1

Возможно рассчитать вероятность безотказной работы такой системы. При равной вероятности безотказной работы $P_3(t)$ каждого из трех элементов формула для всей системы будет следующей:

$$P(t) = \prod_{i=1}^3 P_i(t) = P_3^3(t) \quad (2)$$

Система будет оставаться в работе при выполнении одного из четырех условий:

- 1) Все три входных канала в исправном состоянии;
- 2) Первый канал вышел из строя, второй и третий в исправном состоянии;
- 3) Второй канал вышел из строя, первый и третий в исправном состоянии;
- 4) Третий канал вышел из строя, первый и второй в исправном состоянии.

В соответствии с формулой (2), а также с равенством вероятностей $P_1(t) = P_2(t) = P_3(t) = P_3(t)$, вероятность безотказной работы для вышеперечисленных условий будет равна:

$$\begin{aligned} P(t) &= [P_3^3(t) + 3P_3^2(t)(1 - P_3(t))]P_{мэ}(t) = \\ &= [3P_3^2(t) - 2P_3^3(t)]P_{мэ}(t), \end{aligned} \quad (3)$$

где $P_{мэ}(t)$ – вероятность безотказной работы мажоритарного элемента. Из полученного уравнения можно сделать вывод, что вероятность безотказной работы системы сильнее всего зависит от вероятности безотказной работы мажоритарного элемента, поэтому к его надежности прилагаются более серьезные требования.

Из всего вышеперечисленного можно сделать следующие выводы:

1. Преимуществом мажоритарного резервирования перед другими видами является возможность применения в цифровых системах релейной защиты.

2. Необходимую надежность мажоритарного резервирования можно вычислить из уравнения (3):

$$P_{\text{мз}}(t) \geq \frac{P(t)}{3P_g^2(t) - 2P_g^3(t)} = \frac{1}{P_g^2(t)(3 - 2P_g(t))} \quad (4)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Власов, А. И. Системный подход к проектированию при каскадной и итеративной модели жизненного цикла /

А. И. Власов, А. А. Карпунин, Ю. М. Ганев // Труды международного симпозиума «Надежность и качество». – 2015. – Т. 1. – С. 96–100.

2. Гриднев, В. Н. Методика автоматизированного проектирования электронных коммутационных структур в среде ALTIUM DESIGNER / В. Н. Гриднев, Е. И. Емельянов, А. И. Власов, В. В. Леонидов // Датчики и системы. – 2016. – № 5 (203). – С. 28–36.

3. Малафеев, С. И. Надежность технических систем. Примеры и задачи : учебное пособие / С. И. Малафеев, А. И. Копейкин. – 2-е изд., стер. – Санкт-Петербург : Лань, 2016. – 316 с. – ISBN 978-5-8114-1268-6.

4. Макаров, А. П. Анализ автоматизированных методов расчета показателей надежности радиоэлектронной аппаратуры / А. П. Макаров, В. А. Соловьев // Труды международного симпозиума «Надежность и качество». – 2018. – Т. 1. – С. 122–128. – EDN YAFHPV.

ТРАНСПОРТ

УДК 621.43

М. П. Малиновский, М. Д. Чернов

ПРОБЛЕМЫ, ВОЗНИКАЮЩИЕ ПРИ ПОСТРОЕНИИ КРИВОЙ ЛЕЙДЕРМАНА ДЛЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

**Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ)**

e-mail: ntbmadi@gmail.com

Определение тягово-динамических свойств проводится как на стадии проектирования любого транспортного средства, так и при поверочных расчетах готового образца. Одним из этапов тягово-динамического расчета является построение внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания, которым оснащается большинство современных автотранспортных средств. При расчетном моделировании внешнюю скоростную характеристику принято аппроксимировать полиномом третьей степени или так называемой кривой Лейдермана, при построении которой возникают сложности, связанные с идентификацией ее коэффициентов. Авторы статьи отмечают, что для бензиновых двигателей возникает также проблема правильного выбора максимальной скорости вращения.

Ключевые слова: тягово-динамический расчет; кривая Лейдермана; внешняя скоростная характеристика; карбюраторный двигатель; инжекторный двигатель.

M. P. Malinovsky, M. D. Chernov

PROBLEMS ARISING WHEN BUILDING THE LEIDERMAN CURVE FOR A PETROL ENGINE

**Moscow automobile and road construction state
technical university (MADI)**

The determination of traction and dynamic properties is carried out both at the design stage of any vehicle and during verification calculations of the finished sample. One of the stages of traction-dynamic calculation is the construction of the external speed characteristics of the internal combustion engine, which is equipped with most modern vehicles. In computational modeling, it is customary to approximate the external speed characteristic by a third-degree polynomial, or the so-called Leiderman curve, the construction of which poses difficulties associated with identifying its coefficients. The authors of the article note that for gasoline engines, the problem of correctly choosing the maximum rotation speed also arises.

Keywords: traction-dynamic calculation; Leiderman curve; external speed characteristic; carburetor engine; injection engine.

Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС), как известно, представляет собой функциональную зависимость эффективной мощности N_e , эффективного крутящего момента M_e , а также удельного g_e и часового G расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала n при полной подаче топлива на установившемся режиме работы. ВСХ автомобильных ДВС различных моделей имеют схожую форму, так как «подчинены одинаковым физическим законам, однако, как правило, по относительным значениям в ощутимой степени отличаются друг от друга,

что обусловлено конструкционными отличиями и индивидуальными настройками систем управления рабочими процессами». Определение ВСХ расчетным способом на основании термодинамического расчета рабочих процессов, «во-первых, является достаточно трудоемким, а во-вторых, сопряжено с необходимостью принятия на начальных этапах множества параметров и характеристик ДВС либо приближенно, либо требует для более точного их определения проведения комплекса экспериментальных исследований» [1]. Поэтому при математическом моделировании и тягово-динами-

ческих расчетах в инженерных и учебных целях для описания ВСХ используют кубическую гиперболу или так называемую кривую Лейдермана:

$$N_e(n) = N_{e,\max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где n_N – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной эффективной мощности $N_{e,\max}$; a , b , c – эмпирические коэффициенты.

Полиномиальные коэффициенты a , b , c для кубической параболы, предложенные С. Р. Лейдерманом [13. С. 101], выбираются исключительно в зависимости от типа поршневых ДВС (табл. 1), при этом не учитывают «состояние двигателя, его пробег, качество топлива и дру-

гие факторы, влияющие на экономичность, коэффициент приспособляемости, крутящий момент, эффективную мощность и другие технико-экономические показатели» [14]. Вполне ожидаемо, что формы графиков ВСХ у конкретных моделей ДВС получаются одинаковыми и часто весьма отдаленно совпадают с паспортными характеристиками, полученными экспериментальным путем (рис. 1) [15], так как «значения коэффициентов a , b , c верны только для конкретных значений коэффициентов приспособляемости» [16], что напрямую следует из наличия двух правых колонок в табл. 1. Поэтому, несмотря на многочисленные исследования в этой области, коррекция и идентификация коэффициентов функции Лейдермана по-прежнему остается актуальной задачей.

Таблица 1

Эмпирические коэффициенты для упрощенного расчета кривой Лейдермана

Тип ДВС	a	b	c	$M_{\max}$	n_M
Карбюраторные:					
без регулятора	1	1	1	$1,25 \cdot M_N$	$0,5 \cdot n_N$
с регулятором	0,9	1,1	1	$1,2 \cdot M_p$	$0,55 \cdot n_p$
Дизельные:					
с прямотруйным распыливанием	0,5	1,5	1	$1,07 \cdot M_p$	$0,75 \cdot n_p$
с предкамерой	0,6	1,4	1	$1,09 \cdot M_p$	$0,7 \cdot n_p$
с противоположно движущимися поршнями	0,65	1,35	1	$1,1 \cdot M_p$	$0,67 \cdot n_p$
с вихревой камерой	0,7	1,3	1	$1,12 \cdot M_p$	$0,65 \cdot n_p$

Примечание: M_N – крутящий момент, соответствующий максимальной мощности $N_{e,\max}$ при частоте вращения $n_N < n_{\max}$; M_p – крутящий момент, соответствующий максимальной мощности N_p при максимальной частоте вращения $n_p = n_{\max}$.

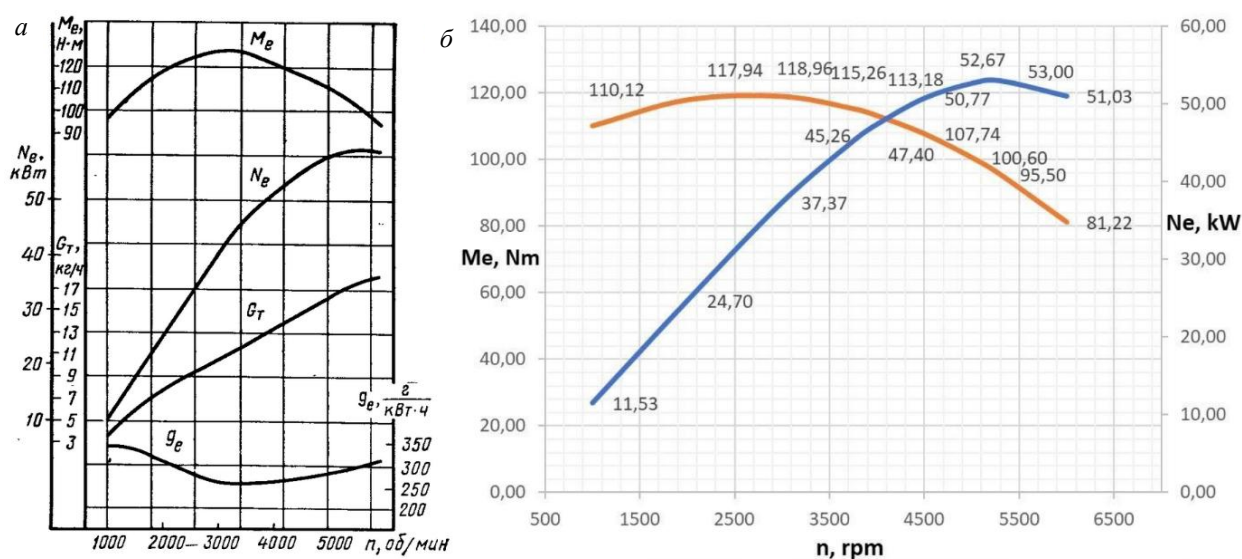


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя ВАЗ-2106:
а – паспортная; б – расчетная [15]

Упрощенный расчет кривой Лейдермана с использованием коэффициентов, приведенных в табл. 1, зачастую дает настолько боль-

шую погрешность при построении ВСХ, что «кривая $M_e(n)$ даже не проходит через точку максимального момента» (рис. 2) [17].

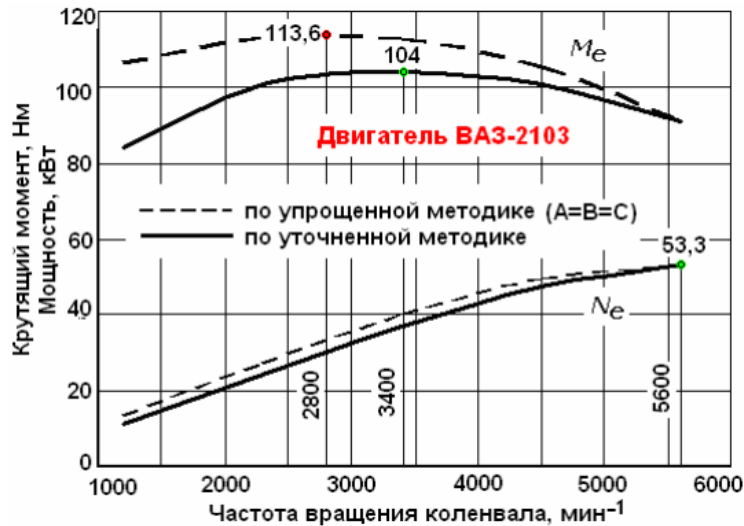


Рис. 2. Сравнение расчета ВСХ по упрощенной и уточненной методике [17]

При расчете кривой Лейдермана по уточненной методике эмпирические коэффициенты a , b , c определяют через коэффициенты приспособляемости по моменту K_M и оборотам K_v [18]:

$$K_M = \frac{M_{e,max}}{M_{eN}}; \quad (2)$$

$$K_v = \frac{n_{max}}{n_M}; \quad (3)$$

$$a = \frac{K_M K_v (2 - K_v) - 1}{K_v (2 - K_v) - 1}; \quad (4)$$

$$b = \frac{2K_v (1 - K_M)}{K_v (2 - K_v) - 1}; \quad (5)$$

$$c = a + b - 1, \quad (6)$$

где $M_{e,max}$ — максимальный эффективный крутящий момент, Н·м, при частоте вращения ко-

ленчатого вала n_M ; n_{max} — максимальная частота вращения, об/мин.

Эффективный крутящий момент, соответствующий $N_{e,max}$, Н·м:

$$M_{eN} = N_{e,max} \frac{3 \cdot 10^4}{\pi \cdot n_N}. \quad (7)$$

Согласно [18], при расчете K_v максимальная частота вращения задается интервалом: $n_{max} = k_n \cdot n_N$, где $k_n = 1,1 \dots 1,2$. Однако при внимательном изучении экстремальной области ВСХ для двигателя ВАЗ-21126, применявшегося на модели «Лада Приора», было установлено, что, хотя все кривые проходят через точку $N_{max} = 72$ кВт, их экстремумы отнюдь не совпадают с ней, а оказываются больше или меньше 72 кВт, при этом частота вращения смещается относительно n_N :

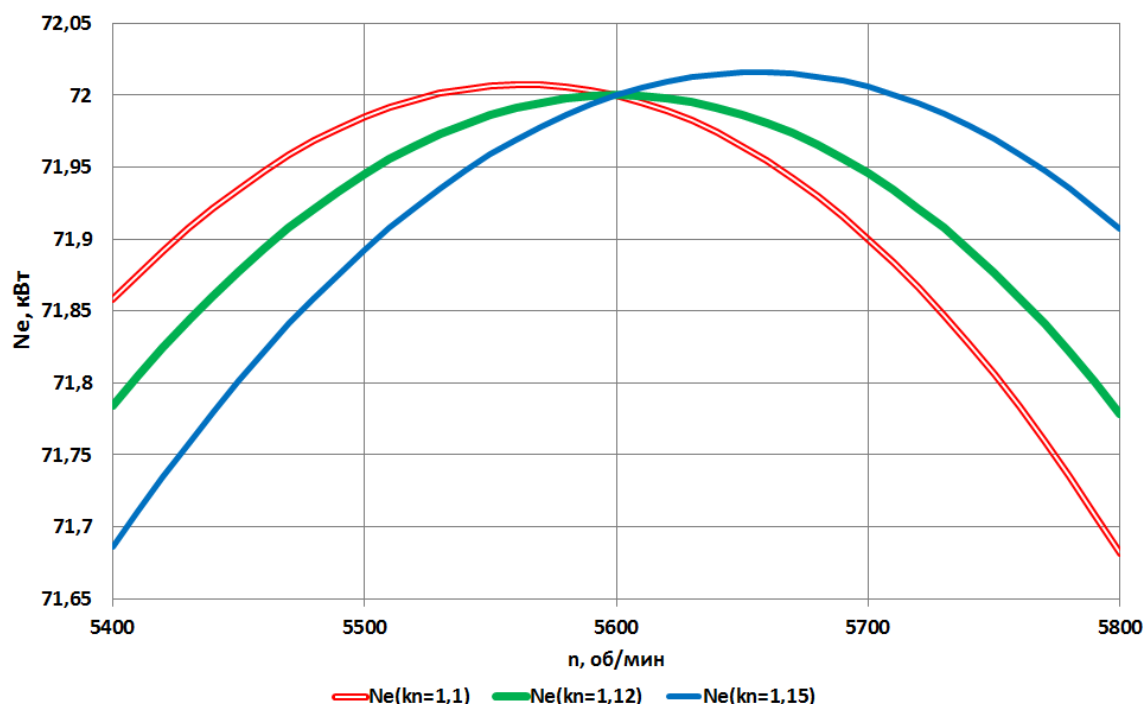
если $k_n = 1,1$ ($n_{max} = 6160$ об/мин), то $N_{max} = 72,0075$ при $n = 5560$ об/мин;

если $k_n = 1,2$ ($n_{max} = 6720$ об/мин), то $N_{max} = 72,0989$ при $n = 5740$ об/мин;

если $k_n = 1,15$ ($n_{max} = 6440$ об/мин), то $N_{max} = 72,0159$ при $n = 5660$ об/мин.

Метод последовательных приближений позволил найти промежуточное значение $k_n = 1,12$ ($n_{max} = 6272$ об/мин), при котором экстремум $N_{max} = 72$ кВт совпадает с $n_N = 5600$ об/мин (рис. 3). Тогда была проведена проверка для ДВС следующего поколения ВАЗ-21129, показавшая, что $N_{max} = 75$ кВт совпадает с $n_N =$

$= 5500$ об/мин при $k_n = 1,05$ ($n_{max} = 5775$ об/мин), то есть даже не укладывается в интервал согласно рекомендациям [18]. Перед авторами встала задача подобрать значение k_n для различных отечественных ДВС таким образом, чтобы экстремум теоретической кривой Лейдермана совпадал с паспортным (N_{max} ; n_N).

Рис. 3. Зависимость экстремума кривой Лейдермана от выбора $n_{\max}$ (на примере ВАЗ-21126)

В ходе исследования были проанализированы характеристики более сорока моделей ДВС Волжского автомобильного завода (ВАЗ) и Заволжского моторного завода (ЗМЗ) от 1970 года выпуска до современных. Результаты проведенного исследования (табл. 2) ставят под сомнение гипотезу, что «функция Лейдермана была разработана главным образом для ДВС соответствующей эпохи, которые обладают преимущественно механическими системами

управления рабочими процессами» [1] и «хорошо описывает параболические ВСХ классических двигателей – карбюраторных и дизельных без электронного управления» [17]. Очевидно, что значение $k_n \leq 1$ лишено всякого физического смысла, ведь $n_{\max}$ не может быть меньше n_N . При этом, как следует из табл. 2, для классических карбюраторных ДВС ВАЗ k_n оказалось меньше 1, а современные инжекторные ДВС почти уложились в интервал 1,1–1,2.

Таблица 2

Значения k_n для корректного построения экстремума кривой Лейдермана

ДВС	Годы выпуска	Модель	V , см ³	$N_{e,\max}$, кВт	n_N , об/мин	$M_{e,\max}$, Н·м	n_M , об/мин	k_n
Карбюраторные ДВС								
ВАЗ-2101	1970–1994	ВАЗ-2101...7	1198	47	5600	87,3	3400	0,74
ВАЗ-2103	1972–2006	ВАЗ-2102...7	1452	52,4	5600	106	3400	0,97
ВАЗ-1111	1988–1996	ВАЗ-1111	649	20,7	5000	44	3000	0,774
ВАЗ-21083	1987–2004	ВАЗ-2108, 9, 99	1499	53,9	5600	105,9	3600	0,926
ЗМЗ-5231.10	2008–2012	ГАЗ-3307...8	4670	92	3300	298	3200	1,25
Инжекторные ДВС								
ВАЗ-2123	2002 – наст. время	Лада Нива	1690	59	5000	127	4000	1,074
ВАЗ-21126	2007 – наст. время	Лада Приора, Калина, Гранта	1597	72	5600	145	4000	1,12
ВАЗ-21129	2015 – наст. время	Лада Веста, Ларгус, X-Ray	1596	78	5500	148	4200	1,05
ВАЗ-21179	2016 – наст. время	Лада Веста Спорт, X-Ray	1774	107	6000	184	3600	1
ЗМЗ-409	2000 – наст. время	УАЗ Патриот	2693	105,5	4800	230	4000	1,03

Что касается опасений касательно экстремума кривой эффективного крутящего момента, то, например, для ВАЗ-21126 погрешность его расчета составила 30 об/мин по оси n и около $+0,07$ Н·м по оси M_e при шаге построения $dn = 10$ об/мин (рис. 4, а). Впрочем, у современных инжекторных ДВС с электронным управлением «конфигурация ВСХ мало похожа на параболу» [19]. Для построения кривой, более приближенной к реальности, «приходится аппроксимировать по частям (рис. 4, б) или применять функции, затрудняющие интегрирование – например, полиномы четвертой – шестой степени. Сказанное заметно меняет описание процесса разгона и не позволяет воспользоваться аналитическими методами

решения дифференциального уравнения движения» [17].

В заключение необходимо отметить, что еще более актуальной и сложной проблемой является идентификация частных характеристик ДВС [20–23], ведь водитель на практике никогда не трогается при полной подаче топлива, рискуя буксованием колес и потерей устойчивости (разве что на гоночной трассе). Кроме того, в процессе реального разгона ДВС не работает на установившемся режиме [24–25], что является существенным допущением при тягово-динамическом расчете. Получение частных и переходных характеристик бензинового ДВС является целью дальнейших исследований.

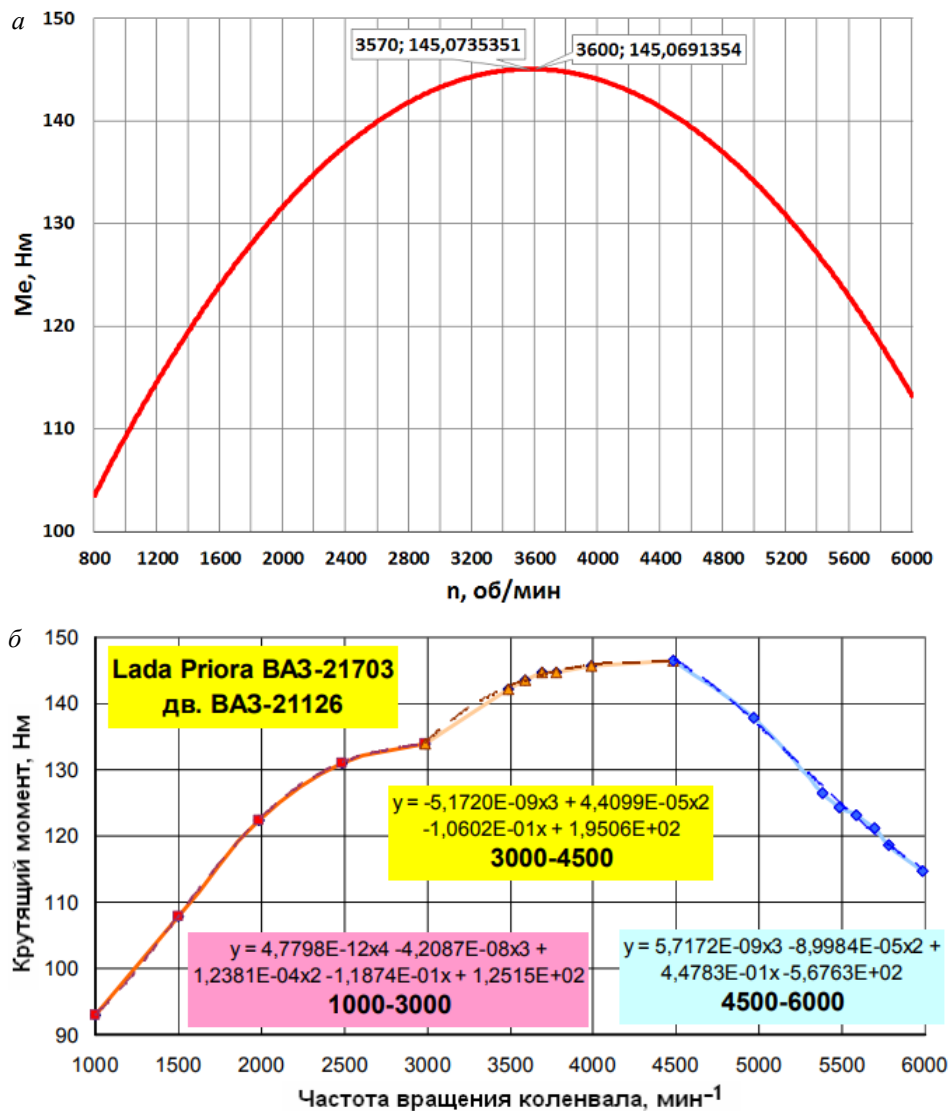


Рис. 4. Характеристика эффективного крутящего момента $M_e(n)$ ВАЗ-21126:

а – построенная по формуле Лейдермана; б – кусочно-аппроксимированная [17]

* * *

Симон Робертович Лейдерман (29.04.1896–23.08.1966), в честь которого именуют зависимость (1), родился в г. Одесса. В 1922 г. окончил Томский технологический институт, получив квалификацию инженер-механик. Его научная деятельность изначально посвящалась проблемам эксплуатации грузового автотранспорта [2–4], в частности, анализу производительности грузовых автомобилей на основе «функциональной зависимости между грузоподъемностью транспортных средств, временем их движения и временем простоя под погрузкой и разгрузкой» [5]. Однако с 01.09.1942 он устроился доцентом на кафедру «Автомобильные двигатели» МАДИ и 28.08.1943 был утвержден в ученом звании доцента по этой кафедре. Вероятно, именно в тот период им проводились исследования, в результате которых была получена зависимость для ВСХ.

С 01.09.1956 С. Р. Лейдерман перевелся на кафедру «Эксплуатация автомобильного транспорта», где продолжил заниматься таким вопросами, как выбор грузоподъемности автомобиля [6–7], определение оптимального срока службы машин [8–9]. Итогом его многолетней работы стала защита в 1963 г. докторской диссертации по теоретическим основам эксплуатации грузовых автомобилей [10–11]. В 1965 г. он получил ученое звание профессора и с 01.09.1965 перевелся на вновь образованную кафедру «Автомобильные перевозки», где совместно с Л. Л. Афанасьевым стал основоположником первой в отечественной истории научной школы по данной специальности [12].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Савенков, Н. В. Совершенствование методики математического моделирования внешней скоростной характеристики автомобильного ДВС / Н. В. Савенков, Ф. Е. Матюхин, В. И. Гапонов // Современное промышленное и гражданское строительство. – 2023. – Т. 19, № 1. – С. 5–14.
2. Лейдерман, С. Р. Авторемонтное оборудование для станций обслуживания и гаражей / С. Р. Лейдерман. – М.: Гострансиздат, 1935. – 116 с.
3. Лейдерман, С. Р. Авторемонтное оборудование для станций обслуживания и гаражей / С. Р. Лейдерман. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: М.: Гострансхиздат; Днепропетровск: Кн.-полигр. ф-ка им. 25 л. ВКП(б), 1937. – 188 с.
4. Лейдерман, С. Р. Механизация мойки автомобилей / С. Р. Лейдерман. – Л.: М.: Изд-во Наркомхоза РСФСР, 1941. – 36 с.
5. Самисько, Д. Н. Экспериментальные исследования зависимости производительности грузового автомобиля от его грузоподъемности / Д. Н. Самисько // Вестник Автомобильно-дорожного института. – 2020. – № 1 (32). – С. 3–11.
6. Лейдерман, С. Р. К вопросу о выборе грузоподъемности автомобиля / С. Р. Лейдерман // Техничко-экономические вопросы использования подвижного состава автомобильного транспорта: труды. Вып. 19 / МАДИ; под общ. ред. Л. Л. Афанасьева. – М., 1956. – С. 28–32.
7. Лейдерман, С. Р. Область применения автомобилей-самосвалов и автомобилей, оборудованных погрузочно-разгрузочными устройствами / С. Р. Лейдерман // Техничко-экономические вопросы использования подвижного состава автомобильного транспорта: труды. Вып. 19 / МАДИ; под общ. ред. Л. Л. Афанасьева. – М., 1956. – С. 46–50.
8. Бронштейн, Л. А. Определение оптимального срока службы подвижного состава автомобильного транспорта / Л. А. Бронштейн, С. Р. Лейдерман // Труды Московского инженерно-экономического института. Вып. XVI. – М.: Автотрансиздат, 1961. – С. 144–157.
9. Монгуш, С. Ч. Сравнительный анализ методов определения оптимальных сроков службы машин / С. Ч. Монгуш, Ховалыг Н. Д. К. // Вестник Тувинского государственного университета. Технические и физико-математические науки. – 2014. – № 3 (22). – С. 84–91.
10. Лейдерман, С. Р. Теоретические основы эксплуатации грузовых автомобилей: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / МАДИ. – М., 1963. – 29 с.
11. Лейдерман, С. Р. Теоретические основы эксплуатации грузовых автомобилей: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.00.00 / МАДИ. – М., 1963. – 252 с.
12. Лейдерман, С. Р. О теоретических решениях задач планирования автомобильных перевозок / С. Р. Лейдерман // Экономические вопросы эксплуатации и ремонта автомобилей: труды. Вып. 24 / МАДИ; под ред. Л. А. Бронштейна. – М., 1958. – С. 91–99.
13. Лейдерман, С. Р. Эксплуатация грузовых автомобилей: (Техничко-экономические основы) / С. Р. Лейдерман. – М.: Транспорт, 1966. – 152 с.
14. Торлин, В. Н. Идентификация функции Лейдермана удельного эффективного расхода топлива / В. Н. Торлин, И. В. Долгин // Вісник СевНТУ. – 2013. – № 140. – С. 190–195.
15. Solntsev, A. A. Programming for the purpose of increasing power characteristics / A. A. Solntsev, Yu. A. Kruglova, R.R. Motorin // Science Journal of Transportation. – 2023. – № 2 (14). – С. 19–23.
16. Сидоров, В. Н. Расчет внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания / В. Н. Сидоров, О. А. Царев, С. А. Голубина // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1–1. – С. 250.
17. Волков, В. П. Развитие теории движения автомобиля / В. П. Волков, Э. Х. Рабинович // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2014. – Т. 2, № 3–1 (8–1). – С. 267–276.
18. Павлов, В. В. Тягово-динамический расчет транспортных средств специального назначения: методические рекомендации по подготовке курсовой работы / В. В. Павлов. – М.: МАДИ, 2017. – 52 с.
19. Савенков, Н. В. Универсальный способ описания внешних скоростных характеристик автомобильных ДВС, обладающих полкой крутящего момента / Н. В. Савенков, В. В. Понякин, В. В. Бибииков // Журнал автомобильных инженеров. – 2018. – № 3 (110). – С. 24–28.
20. Бажин, О. А. Определение скоростной характеристики двигателя АТС на стенде от собственного привода / О. А. Бажин, И. В. Ходес, С. В. Шелухин // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 151–152.

21. Огороднов, С. М. Экспериментальные и аналитические методы построения частных скоростных характеристик двигателей внутреннего сгорания / С. М. Огороднов, П. С. Рогов, С. И. Малеев // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. – 2018. – № 1 (120). – С. 182–187.

22. Евдонин, Е. С. Разработка и применение эмпирических моделей для оптимизации управления двигателем внутреннего сгорания / Е. С. Евдонин, П. В. Душкин, А. И. Кузьмин // Труды НАМИ. – 2020. – № 4 (283). – С. 101–108.

23. Автоматизация стендовых калибровочных испытаний автомобильного двигателя внутреннего сгорания / Е. С. Евдонин, П. В. Душкин, А. И. Кузьмин, С. С. Ховре-

нок, В. В. Кремнев // Труды НАМИ. – 2021. – № 4 (287). – С. 12–21.

24. Методика моделирования структурного шума ДВС на неустановившихся режимах / М. Г. Шатров, А. Л. Яковенко, И. В. Алексеев, Н. Гадир // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 3 (130) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; т. 8). – С. 60–65.

25. Агуреев, И. Е. Разработка динамических моделей поршневых двигателей внутреннего сгорания и опыт их применения / И. Е. Агуреев, М. В. Малиованов, Р. Н. Хмелев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2014. – № 9–2. – С. 219–228.

УДК 629.3.027.5

Д. А. Дергачев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НОРМАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ШИНЫ СПОРТИВНОГО БОЛИДА КЛАССА BAJA SAE

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

e-mail: dergdenand@gmail.com

Рассматривается методика экспериментального расчета нормальной жесткости шины для студенческого инженерного проекта BAJA SAE с применением тензометрических автомобильных весов.

Ключевые слова: нормальная жесткость шин; студенческие инженерные проекты; BAJA SAE.

D. A. Dergachev

EXPERIMENTAL STUDY OF NORMAL HARDNESS OF A BAJA SAE CLASS SPORTS CAR TIRE

Moscow automobile and road construction state technical university (MADI)

The method of experimental calculation of the normal stiffness of a tire for a student engineering project BAJA SAE using strain gauge truck scales is considered.

Keywords: normal tire stiffness; student engineering projects; BAJA SAE.

При проектировочном расчете системы поддрессоривания автомобиля немаловажную роль играет определение частоты вертикальных колебаний поддрессоренной части [1–2], которая в общем случае зависит от ее массы m_n [3] и коэффициента эквивалентной жесткости C_p (рис. 1), зависящего, в свою очередь, от приведенного к оси колеса коэффициента жесткости пружины и нормальной жесткости шины [4]. При расчетах, как правило, масса транспортного средства известна [5], жесткость пружины вычисляется в ходе расчетов, а нормальная жесткость колеса принимается из паспортной характеристики шины [6]. Однако производители шин крайне редко предоставляют доступ к результатам испытаний своей продукции, а зачастую такие испытания вовсе не проводятся. Между тем, жесткость шин влияет на многие параметры движения и свойства автомобиля, такие как радиусы колес [7–8] и их изменение при изменении вертикальных реакций на осях [9–10], углы

увода [11–14], износ протектора [15], длину пятна контакта шины с дорожной поверхностью [16–18] и, как следствие, величину давления на дорожное покрытие [19], а также крен и дифферент неподрессоренных масс под действием сил инерции [20–22].

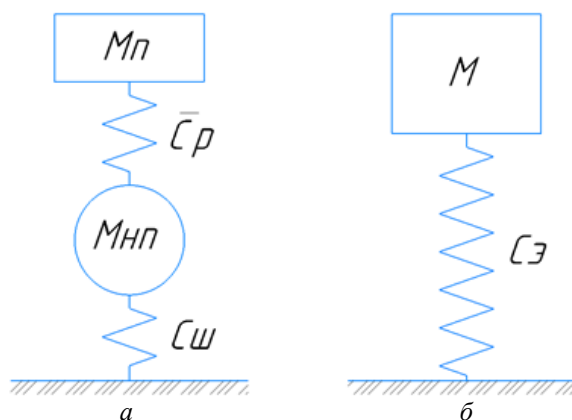


Рис. 1. Двухмассовая (а) и одномассовая (б) расчетные схемы подвески

При расчете системы поддрессирования болида BAJA SAE ввиду полного отсутствия данных на используемые покрышки MAXXIS (MU20 AT25x10-12 на задней оси и MAXXIS MU20 AT25x8-12 на передней) возникла необходимость получить требуемые данные самостоятельно, поскольку математическое моделирование характеристик жесткости шин на данный момент не обеспечивает достаточную точность расчета или требует наличия еще более специфических характеристик шины [23], таких как материал и конструкция корда, марка применяемой резины и т. д. Таким образом, единственным способом вычислить требуемые параметры являлись натурные испытания.

В мировой практике для испытания характеристик шин используются универсальные испытательные стенды, которые позволяют снимать комплексные показатели характеристик шин, несколько реже профессиональные компании пользуются специализированными стендами для замеров определенной характеристики шины. Основным минусом перечисленных стендов является их крайне высокая стоимость, потому что они используются узким спектром компаний и изготавливаются, как правило, по специальному заказу.

По этой причине популярностью пользуются стенды собственной конструкции для испытаний шин, которые позволяют получить необходимые данные без использования дорогостоящего оборудования. Один из таких стендов располагается в лаборатории кафедры «Тягачи и амфибийные машины» на полигоне МАДИ. Однако он заточен под учебный процесс и усвоение студентами принципиальных механизмов поведения шин. На данном стенде устанавливается шина размером 12 1/2" x 2 1/4", поэтому переоборудование его для замеров шин внедорожного болида потребовало бы больших временных и финансовых затрат, а также был риск нарушить годами отлаженный учебный процесс. Изготовление собственного стенда для замеров радиальной жесткости шин подобной конструкции также было невозможно ввиду его высокой себестоимости и больших трудозатрат на постройку и калибровку. Немаловажным минусом также являются размеры стенда для замеров автомобильных шин.

Для вычисления характеристик жесткости шины необходимое значение нагрузки на шину получили путем измерения силы реакции опоры R_z с помощью автомобильных весов непосредственно под весом машины с дополнительным грузом. Величина деформации колеса измерялась штангенциркулем от определенной точки колеса до опорной поверхности весов, а нагрузка задавалась путем перераспределения массы машины с помощью домкрата, установленного под рамой транспортного средства. В начале эксперимента исследуемая ось машины полностью вывешивалась на домкрате, а весы обнулялись. Находили значение свободного радиуса колеса путем постепенного опускания домкрата до получения положения, при котором нагрузка на весах не превышает 0,5 кг, и деформация шины незначительна. Далее, согласно методике [24], следовало нагружение шины путем дальнейшего опускания домкрата. Затем – постепенное снятие нагрузки для получения гистерезисной кривой и расчета нормальной жесткости шины.

При предварительном планировании эксперимента были приняты следующие допущения, влияющие на точность результата:

1) на значение жесткости влияет вес шины, однако в сравнении с весом, приходящимся на колесо, он незначителен (не превышает 5 %);

2) непостоянство угла развала, следовательно, появляется боковая составляющая жесткости [25], но поскольку в статическом положении подвеска имеет угол развала 0°, а при ходе подвески он изменяется незначительно (не более 2°), этот фактор не учитывался.

Для верификации метода расчета был использован болид Formula Student (рис. 2) с диагональными гоночными сликами Hoosier R25B 20.5x7.0-13, для которых команда имела данные по характеристикам жесткости (рис. 3). Использование сликов для верификации метода имеет значительное преимущество ввиду отсутствия протектора, в связи с чем нормальная жесткость шины зависит только от внутренней неоднородности сечения. В результате замеров было получено значение жесткости, соответствующее статической нагрузке на шину при различных показателях давления воздуха в шине (рис. 4).



Рис. 2. Взвешивание болида Formula Student



TIRE SIZE: 20.5 x 7.0 - 13 | (43164)
COMPOUND = R25B
RIM WIDTH = 7"
PRELOAD = 0

	ACTUAL LOAD	STATIC SPRING RATE (lbs/in)
AIR = 14 PSI	200 lbs.	736 lbs.
	300 lbs.	767 lbs.
	400 lbs.	835 lbs.
AIR = 16 PSI	200 lbs.	798 lbs.
	300 lbs.	835 lbs.
	400 lbs.	852 lbs.
AIR = 18 PSI	200 lbs.	842 lbs.
	300 lbs.	905 lbs.
	400 lbs.	976 lbs.

Рис. 3. Шина Formula Student и ее паспортные данные

Из графиков следует, что нагружение данных шин на заводе-изготовителе производилось под большей нагрузкой, чем статическая нагрузка от веса машины, следовательно, данные, предоставленные изготовителем, требовали пересчета для применения шин на болиде Formula Student. Также из графиков видно, что при дальнейшей аппроксимации и задании тренда экспериментально полученные данные близки к эталонным. Погрешность в данном случае состоит из погрешностей измерительных приборов и изменения физических свойств шины в процессе эксплуатации. Таким образом, можно сделать вывод, что данный метод подходит для предварительной оценки показателей шин при проектировании системы поддрессоривания.

Следующим этапом являлся замер жесткости шин болида BAJA, который так же, как и замер шин Formula Student, производился непосредственно на болиде с дополнительным грузом (рис. 5). Поскольку шины имеют разный размер на передней и задней осях, замеры производились индивидуально для каждого типа шин. Из графика зависимости деформации шины от силы реакции опоры (рис. 6) можно заметить, что при одинаковых давлении в шине и нагрузке значения деформации шин одной оси различны. Это вызвано, в первую очередь, наличием развитого протектора на покрышке, который значительно влияет на нормальную жесткость. При предварительных расчетах системы поддрессоривания будет использовано усредненное значение жесткости при различных давлениях.

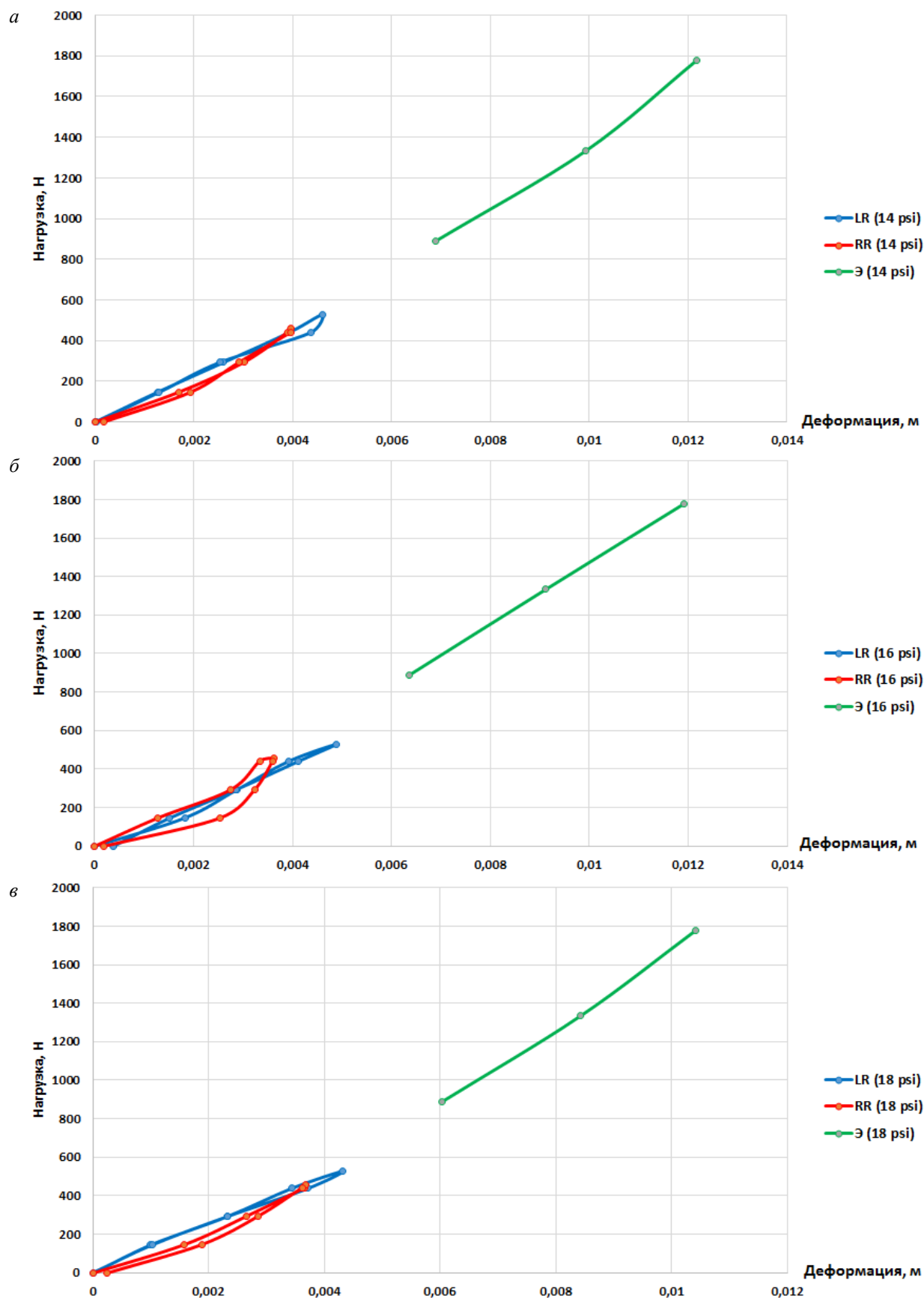
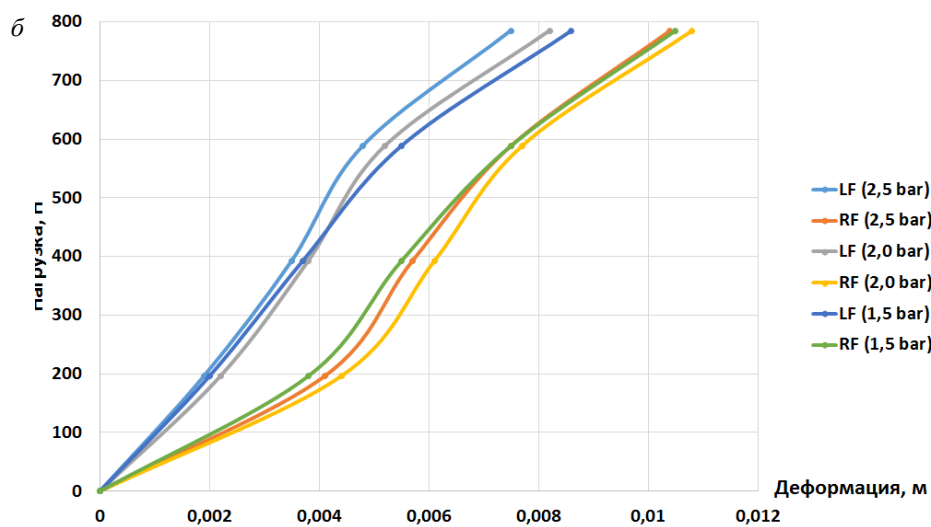
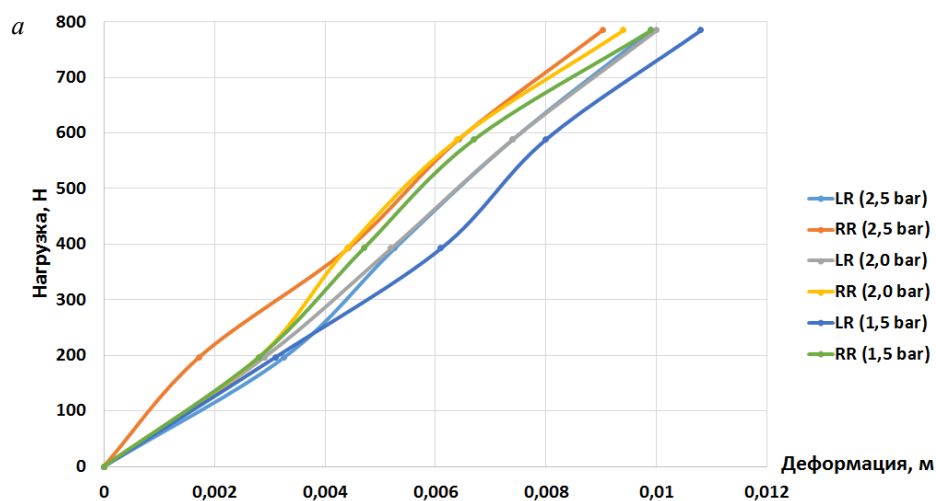


Рис. 4. Характеристика нормальной жесткости шины Formula Student при различном давлении:
a – 0,0965 Мпа (14 psi); *б* – 0,11 Мпа (16 psi); *в* – 0,124 Мпа (18 psi)



Рис. 5. Взвешивание болида BAJA SAE

Рис. 6. Результаты замеров шин болида BAJA:
a – AT25x10-12 для задней оси; *б* – AT25x8-12 для передней оси

В заключение можно отметить, что данный способ замера жесткости шин хорошо подойдет для предварительных замеров упругих характеристик шин, так как он не требует изготовления специального оборудования и его калибровки. Большим плюсом также является универсальность метода: с его помощью возможно снять характеристики с любых шин при условии, что нагрузка на плиту весов не превысит 700 кг. Основными недостатками метода являются несколько сниженная точность в сравнении со стендовыми испытаниями ввиду больших погрешностей на весах, сложностей измерения радиальной деформации [26] и непостоянства угла развала [27], которое может возникнуть из-за конструкции подвески автомобиля и изменения весовой нагрузки [28–30], а также вероятные сложности при установке домкратов на некоторые опытные модели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балакина, Е. В. Подход к выбору собственных частот колебаний в подвеске / Е. В. Балакина, А. А. Ревин // Вестник Красноярского государственного технического университета. – 2006. – № 43. – С. 62–71.
2. Конструкции активной подвески с низким уровнем энергопотребления / М. П. Малиновский, В. В. Кувшинов, А. А. Федоров, Г. А. Беджанов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2018. – № 3 (24). – С. 10–13.
3. Малиновский, М. П. Определение центра масс автотранспортного средства с использованием справочных данных / М. П. Малиновский // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2020. – № 4 (26). – С. 3.
4. Проектирование транспортных средств: учеб. пособие / Ю. А. Брянский, Г. И. Гладов, Г. И. Гордеев и др.; под общ. ред. Ю. А. Брянского; МАДИ. – М., 1985. – 119 с.
5. Малиновский, М. П. Определение центра масс легкового автомобиля ВАЗ-21713 / М. П. Малиновский, А. А. Федоров, А. Н. Альбицкий // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2023. – № 3 (37).
6. Малиновский, М. П. Использование справочных параметров шин при расчете систем управления колесных машин / М. П. Малиновский, К. В. Базеев, И. В. Балясников // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2020. – № 2 (24). – С. 8.
7. Балакина, Е. В. Применение разных радиусов колеса в задачах моделирования свойств активной безопасности автомобилей / Е. В. Балакина, И. В. Сертиенко // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 5. – С. 16–18.
8. Расчет радиуса качения колеса при проектном моделировании колесной машины / Е. В. Балакина, А. И. Кислов, В. А. Мальков, Д. В. Бруев // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2022. – Т. 9, № 4. – С. 33–36.
9. Малиновский, М. П. Применение итерационного метода при расчете тормозных свойств седельного автопоезда с учетом перераспределения вертикальных реакций / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко // Труды НАМИ. – 2020. – № 1 (280). – С. 36–47.
10. Malinovsky, M. P. Impact of longitudinal slope, layout and loading on the braking process of an articulated vehicle / M. P. Malinovsky, E. S. Smolko // Science Journal of Transportation. – 2020. – № 10. – С. 62–72.
11. Балакина, Е. В. Сравнительная оценка результатов определения углов увода эластичного колеса по деформационной теории и теории нелинейного увода / Е. В. Балакина, А. А. Ревин, Н. М. Зотов // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2006. – № 6. – С. 100–105.
12. Балакина, Е. В. Результаты определения углов увода шин по деформационной теории и теории нелинейного увода / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, А. А. Ревин // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 11. – С. 22–25.
13. Основные положения теории геометрического увода / М. П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 1. – С. 19–23.
14. Малиновский, М. П. Разработка плоской модели геометрического увода при повороте транспортного средства с двумя управляемыми мостами / М. П. Малиновский // Труды НАМИ. – 2021. – № 2 (285). – С. 34–45.
15. Задворнов, В. Н. Прогнозирование износа протектора по жесткостным характеристикам шин / В. Н. Задворнов, Е. В. Балакина, Н. А. Мищенко // Трение и износ. – 2020. – Т. 41, № 4. – С. 485–490.
16. Балакина, Е. В. Методика расчета длины пятна контакта легковых радиальных низкопрофильных шин с дорожным покрытием / Е. В. Балакина, Д. С. Сарбаев // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 12. – С. 31–33.
17. Балакина, Е. В. Расчетно-экспериментальная дорожная методика определения длины пятна контакта / Е. В. Балакина, Н. И. Кузнецов, Д. С. Сарбаев // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2021. – № 24. – С. 54–59.
18. Для расчета контурной площади пятна контакта шины / Е. В. Балакина, В. Н. Задворнов, Д. С. Сарбаев, А. А. Коншин // Автомобильная промышленность. – 2023. – № 3. – С. 13–17.
19. Малиновский, М. П. Расчет давления на дорожное покрытие при торможении грузового автотранспорта в соответствии с действующим законодательством / М. П. Малиновский, А. А. Фотиади // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2022. – № 4 (71). – С. 76–86.
20. Балакина, Е. В. Нужно ли учитывать крен и дифферент кузова при оценке устойчивости движения АТС при торможении? / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 17–19.
21. Малиновский, М. П. Учет бортовыми средствами дифферента подрессоренных масс транспортного средства при определении его загрузки / М. П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 10. – С. 18–23.
22. 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).
23. Расчетно-экспериментальные универсальные зависимости для определения радиальной жесткости шин / В. И. Сальников, А. А. Барашков, В. Н. Задворнов, Е. В. Балакина // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 7. – С. 13–14.
24. Кувшинов, В. В. Экспериментальное определение параметров системы «грунт-машина»: учеб. пособие / В. В. Кувшинов, В. В. Павлов; МАДИ ГТУ. – М., 2002. – 48 с.

25. Балакина, Е. В. Упругие свойства наклоненного колеса. Коэффициент нормальной жесткости / Е. В. Балакина, М. С. Кочетов // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 7. – С. 8–11.

26. Исследование предельных радиальных деформаций автомобильных шин / Е. В. Балакина, Д. В. Бруев, В. А. Мальков, А. И. Кислов // Грузовик. – 2022. – № 8. – С. 31–34.

27. Балакина, Е. В. Наклон колеса в поперечной вертикальной плоскости и его влияние на увод автомобиля / Е. В. Балакина, Ю. Н. Козлов // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 8. – С. 15–19.

28. Балакина, Е. В. Весовой стабилизирующий момент управляемых колес автомобиля / Е. В. Балакина // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 8. – С. 14–16.

29. Малиновский, М. П. Взаимосвязь стабилизирующих моментов и углов установки управляемых колес / М. П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2018. – № 3 (54). – С. 21–29.

30. Malinovsky, M. P. Refinement to calculation of stabilizing moments of steerable wheels / M. P. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2019. – № 9. – С. 101–112.

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» (ВолГТУ)

Адрес редакции и издателя: 400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28.
Волгоградский государственный технический университет (ВолГТУ)
Гл. редактор, тел.: +7 (8442) 24-80-03
E-mail: lysak2@vstu.ru

Темплан 2023 г. (научные издания). Поз. № 20ж. Дата выхода в свет 15.12.2023 г.
Формат 60 × 84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5,11. Уч.-изд. л. 4,50.
Тираж 100 экз. Свободная цена. Заказ № 570.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены РИО Издательства ВолГТУ
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

Отпечатано в типографии Издательства ВолГТУ
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

В научно-техническом журнале «Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт» публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований, представляют научный и практический интерес для широкого круга специалистов в области экономики.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия журнала, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редакция направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

Для ускорения подготовки издания необходимо представлять файлы статей на компакт-дисках (CD) в полном соответствии с распечатанным оригиналом. Диск должен быть вложен в отдельный конверт, на этикетке указываются фамилии авторов статьи.

При наборе текста следует соблюдать следующие требования: поля – верхнее – 2,0 см; нижнее – 3,0 см; левое – 2,5 см; правое – 2,5 см; шрифт Times, кегль 14, интервал полуторный.

Текст набирается с применением автоматического переноса слов, перед знаками препинания (в том числе внутри скобок) пробелы не допускаются, после них ставится один пробел. Разрядка слов не допускается, следует избегать перегрузки статей большим количеством формул, рисунков, таблиц. Для набора символов в формульном редакторе MS Equation (MS Word) использовать установки (Стиль/Размеры) только по умолчанию; рисунки должны быть выполнены в редакторах векторной графики, таких как CorelDRAW или в любом приложении к Word. Допускается сканирование рисунков в программе Microsoft Photo Editor.

Инициалы и фамилия автора (авторов) пишутся над заглавием статьи. Ниже заглавия, перед основным текстом, указывается организация или предприятие, где работает автор статьи. В конце статьи ставится полное название учреждения, которое рекомендует статью для публикации, дата и подпись автора (всех авторов).

Литературные ссылки должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 «Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления». Библиографический список использованной литературы, составленный в порядке упоминания в тексте, дается в конце статьи; связь с основным текстом осуществляется цифровым порядковым номером в квадратных скобках в строке. Подстрочные ссылки не допускаются.

Иностранные фамилии и термины в тексте следует приводить в русском переводе. В библиографическом списке фамилии авторов, полное название книг и журналов приводятся на языке оригинала.

Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

При обозначении единиц физических величин должна применяться Международная система единиц (СИ).

Объем статьи не должен превышать 8 страниц бумаги формата А4, включая таблицы и библиографический список; число рисунков – не более четырех, включая рисунки, помеченные буквами *a*, *b*, и т. д. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более четырех человек с участием каждого автора в одной-двух статьях.

Статьи должны представлять сжатое четкое изложение результатов, полученных автором без повторов приводимых данных в тексте статьи, таблицах и рисунках. К статье должны быть приложены: сведения об авторах (полное имя, отчество, фамилия, ученая степень, звание, домашний адрес, номер телефона служебный, домашний, E-mail); документация, подтверждающая возможность ее открытого опубликования.