

ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ:

промышленность и транспорт

№ 3 (48)
2024



16+

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ





Издается
с января 2004 г.

ISSN 2500-0586

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

Редакционная коллегия:

Е. В. Балакина — д.т.н., проф. ВолгГТУ
А. В. Баранов — д.ф.-м.н.,
проф. РГУ нефти и газа, г. Москва
А. Б. Голованчиков — д.т.н., проф. ВолгГТУ
А. Е. Городецкий — д.т.н.,
проф. ИГиМаш 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. ВолгГТУ, г. Волгоград
А. В. Келлер — д.т.н., проф. Московского
политехнического университета, г. Москва
И. А. Коняхин — д.т.н., проф. ИТМО,
г. Санкт-Петербург
В. В. 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. ВолгГТУ
Е. А. Федянов — д.т.н., проф. ВолгГТУ
Н. М. Филькин — д.т.н., проф. ИжГТУ
им. М. Т. Калашникова, г. Ижевск
А. Н. Шилин — д.т.н., проф. ВолгГТУ

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

Журнал распространяется
по подписке.
Индекс журнала
по объединенному каталогу
«Пресса России» — 94193
https://www.pressa-rf.ru/cat/1/edition/y_e94193/

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

Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт научно-технический журнал

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

№ 3 (48)
Сентябрь
2024

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

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

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

Официальный сайт Учредителя: www.vstu.ru

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
N. M. Filkin – D. Sc. (Engineering),
Prof. ISTU, Izhevsk
A. N. Shilin – D. Sc. (Engineering),
Prof. VSTU, Volgograd

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

The journal is distributed by subscription.
Index of the magazine according to the 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», 2024

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

**№ 3 (48)
September
2024**

FOUNDER:

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

Periodicity: four times per year

Editorial office address:

Russia, 400005, Volgograd, Lenin avenue, 28.

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

e-mail: lysak2@vstu.ru

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

e-mail: pahp@vstu.ru

Official website: www.vstu.ru

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

- | | |
|------------------------|----------------------|
| Балакина Е. В. 48, 51 | Пантелеева А. А. 44 |
| Будная А. Д. 26 | Потапов П. В. 37 |
| Васильев П. С. 6 | Пушкарев А. А. 37 |
| Ганзин С. В. 44 | Рева Л. С. 6 |
| Глухов М. Ю. 6 | Сарбаев Д. С. 51 |
| Голованов И. Ю. 19, 26 | Сергиенко И. В. 48 |
| Голованчиков А. Б. 14 | Сильченков Д. Д. 44 |
| Денисенко И. К. 51 | Смирнов В. А. 30 |
| Дулькин А. Б. 14 | Соколов А. С. 26 |
| Дулькин Б. А. 14 | Шеховцов В. В. 37 |
| Занина К. О. 19 | Ширяев В. М. 6 |
| Ильина Л. А. 30 | Ширяев С. А. 48 |
| Искалиев А. И. 37 | Шурак А. А. 14 |
| Калмыков А. В. 37 | Юрицына А. М. 19, 26 |
| Лагуткин М. Г. 19 | Ященко С. Ю. 30 |
| Ляшенко М. В. 37 | |

AUTHOR INDEX

- | | |
|-------------------------|------------------------|
| Balakina E. V. 48, 51 | Pushkarev A. A. 37 |
| Budnaya A. D. 26 | Reva L. S. 6 |
| Denisenko I. K. 51 | Sarbaev D. S. 51 |
| Dul'kin A. B. 14 | Sergienko I. V. 48 |
| Dul'kin B. A. 14 | Shekhovtsov V. V. 37 |
| Ganzin S. V. 44 | Shiryaev S. A. 48 |
| Glukhov M. Yu. 6 | Shiryaev V. M. 6 |
| Golovanchikov A. B. 14 | Shurak A. A. 14 |
| Golovanov I. Yu. 19, 26 | Silchenkov D. D. 44 |
| Il'ina L. A. 30 | Smirnov V. A. 30 |
| Iskaliev A. I. 37 | Sokolov A. S. 26 |
| Kalmykov A. V. 37 | Vasilyev P. S. 6 |
| Lagutkin M. G. 19 | Yashchenko S. Yu. 30 |
| Lyashenko M. V. 37 | Yuritsyna A. M. 19, 26 |
| Panteleeva A. A. 44 | Zanina K. O. 19 |
| Potapov P. V. 37 | |

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

<i>Рева Л. С., Васильев П. С., Глухов М. Ю., Ширяев В. М.</i> Повышение эффективности работы конденсаторов аммиачных холодильных установок.....	6
<i>Голованчиков А. Б., Шурак А. А., Дулькин А. Б., Дулькин Б. А.</i> К вопросу о гравитационном мокром разделении бедных золотосодержащих руд, песков и отвалов обогачительных предприятий.....	13
<i>Занина К. О., Лагуткин М. Г., Юрицына А. М., Голованов И. Ю.</i> Анализ вариантов оребрения двухтрубного теплообменного аппарата для повышения эффективности процесса теплопередачи.....	18
<i>Соколов А. С., Будная А. Д., Юрицына А. М., Голованов И. Ю.</i> Совершенствование конструкции натекаателя газа для установки вакуумного напыления.....	31
<i>Ильина Л. А., Смирнов В. А., Яценко С. Ю.</i> Оценка влияния центробежного поля на эффективность очистки сточных вод гальванического производства с применением флокулятивного метода.....	35

Часть 2. ТРАНСПОРТ

<i>Шеховцов В. В., Ляшенко М. В., Потапов П. В., Исканиев А. И., Пушкарев А. А., Калмыков А. В.</i> Устройства для управления крутильной жесткостью трансмиссии транспортного средства.....	40
<i>Ганзин С. В., Пантелеева А. А., Сильченков Д. Д.</i> Проблемы внедрения электросамокатов для повышения индивидуальной мобильности и энергосбережения.....	45
<i>Балакина Е. В., Сергиенко И. В., Ширяев С. А.</i> Улучшение тормозной динамики легкового автомобиля с АБС за счет выбора размеров колес.....	49
<i>Балакина Е. В., Сарбаев Д. С., Денисенко И. К.</i> Экспериментальные исследования трения в пятне контакта колеса с твердой опорной поверхностью в режиме торможения.....	53
К сведению авторов.....	56

CONTENTS

Part I. INDUSTRY

<i>Reva L. S., Vasilyev P. S., Glukhov M. Yu., Shiryayev V. M.</i> Improving the efficiency of condensers of ammonia refrigeration plants.....	6
<i>Golovanchikov A. B., Shurak A. A., Dul'kin A. B., Dul'kin B. A.</i> Optimal installation of rashig rings in a packed rectifying column comparison of the degree of ventilation emissions from carbon black dust in a cyclone and cyclone battery.....	13
<i>Zanina K. O., Lagutkin M. G., Yuritsyna A. M., Golovanov I. Yu.</i> The analysis of finning options for a two-tube heat exchanger to increase the efficiency of the heat transfer process.....	18
<i>Sokolov A. S., Budnaya A. D., Yuritsyna A. M., Golovanov I. Yu.</i> Development of a gas feeder of a vacuum deposition installation.....	31
<i>Il'ina L. A., Smirnov V. A., Yashchenko S. Yu.</i> Evaluation of the influence of centrifugal field on treatment efficiency of galvanic production wastewater using the flocculation method.....	35

Part II. TRANSPORT

<i>Shekhovtsov V. V., Lyashenko M. V., Potapov P. V., Iskaliev A. I., Pushkarev A. A., Kalmykov A. V.</i> Mechanisms for torsional stiffness control of vehicle transmission.....	40
<i>Ganzin S. V., Panteleeva A. A., Silchenkov D. D.</i> Problems of introducing electric scooters to increase individual mobility and energy saving.....	45
<i>Balakina E. V., Sergienko I. V., Shiryayev S. A.</i> Improving the braking dynamics of a passenger car with ABS due to the choice of wheel sizes.....	49
<i>Balakina E. V., Sarbaev D. S., Denisenko I. K.</i> Experimental studies of friction in the contact patch of a wheel with a solid supporting surface in braking mode.....	53

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УДК 621.574.3:66.045.12

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-6-14

Л. С. Рева, П. С. Васильев, М. Ю. Глухов, В. М. Ширяев

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРОВ АММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

leonidreva46@mail.ru, nestorvv@mail.ru, naolime@mail.ru, vova.shiryaev.00@gmail.com

Автор, ответственный за переписку: Петр Сергеевич Васильев, nestorvv@mail.ru

Приведены примеры использования искусственного холода в конкретных производствах различных отраслей промышленности. Указаны причины дороговизны и относительно небольшой эффективности процесса выработки искусственного холода, что обуславливает актуальность разработки высокоэффективных холодильных машин для его производства. Наибольшая энергоэффективность отмечена у аммиачных холодильных установок. Рассмотрены физические причины уменьшения эффективности работы аммиачных конденсаторов с водяным охлаждением, которые приводят к снижению тепловой мощности, вырабатываемой холодильными установками. Описан способ самоочищения рабочих поверхностей теплообменных аппаратов от загрязнений за счет постоянного присутствия в них в процессе эксплуатации псевдооживленного зернистого материала. Приведена принципиальная схема конструкции самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого аммиачного конденсатора с водяным охлаждением и основные зависимости для выполнения его теплового расчета. Анализ результатов расчета показывает, что во всем периоде эксплуатации самоочищаемого конденсатора эффективность его работы поддерживается на максимально высоком уровне, а его габариты и металлоемкость в среднем вдвое меньше габаритов и металлоемкости аналогичного классического теплообменного аппарата. Представленные в работе таблицы и графики позволяют определять габаритные размеры трубного пучка самоочищаемых конденсаторов при любом числе его ходов без проведения дополнительных вычислений.

Ключевые слова: искусственный холод, аммиак, теплообменный аппарат, коэффициент теплопередачи, зернистый материал

L. S. Reva, P. S. Vasilyev, M. Yu. Glukhov, V. M. Shiryaev

IMPROVING THE EFFICIENCY OF CONDENSERS OF AMMONIA REFRIGERATION PLANTS

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

Examples of the use of artificial cold in specific productions of various industries are given. The reasons for the high cost and relatively low efficiency of artificial cold production process are indicated, which determines the relevance of the development of highly efficient refrigeration machines for its production. The greatest energy efficiency is noted for ammonia refrigeration units. Physical reasons for the decrease in the efficiency of water-cooled ammonia condensers, which lead to a decrease in the thermal power produced by refrigeration plants, are considered. A self-cleaning method of working surfaces of heat exchangers from contaminants due to the constant presence of fluidized granular material in them during operation is described. The basic design scheme of self-cleaning horizontal shell-and-tube ammonia condenser with water cooling and basic dependences for its thermal calculation are given. The analysis of the calculation results shows that during the whole period of operation of the self-cleaning condenser the efficiency of its work is maintained at the highest possible level, and its dimensions and metal consumption are on average half as much as the dimensions and metal consumption of a similar classical heat-exchange apparatus. The tables and graphs presented in the paper allow to determine the overall dimensions of the tube bundle of self-cleaning condensers at any number of its strokes without additional calculations.

Keywords: artificial cold, ammonia, heat exchanger, heat transfer coefficient, granular material

Искусственный холод широко используется в различных отраслях промышленности во многих производствах, например, жидкого хлора – методом электролиза водного раствора поваренной соли для сжижения газообразного хлора, минеральных солей – для их осаждения из раствора и отвода тепла кристаллизации, масел – для удаления из них парафинов, искусственных и синтетических волокон – для установок кондиционирования воздуха, синтетического каучука – для очистки и полимеризации мономера, резинотехнических изделий – для удаления с их поверхности облоя и заусенцев, а также резки резиновых листов и т. д. [1].

Удельные энергетические затраты на выработку 1 К холода при прочих равных условиях примерно на порядок больше соответствующих затрат на выработку 1 К тепла, что значительно увеличивает стоимость промышленного производства искусственного холода. Кроме того, теплофизические свойства хладагентов, применяемых в холодильных установках для этой цели, не позволяют развивать высокую плотность теплового потока в теплообменных аппаратах, что снижает эффективность их работы и, в свою очередь, приводит к увеличению габаритов и металлоемкости. Эти обстоятельства обуславливают актуальность разработки высокоэффективных холодильных установок.

Среди применяемых в промышленности хладагентов аммиак (R-717) обладает лучшими показателями энергоэффективности. Так, при прочих равных условиях экономия энергопотребления аммиачных холодильных установок

составляет в среднем 20–30 % в сравнении с установками, работающими на фреоне (R-507A) и углекислоте (R-744). Поэтому, несмотря на то что аммиак является токсичным веществом, разъедающим в присутствии влаги медь, цинк и их сплавы (к стали инертно), большинство промышленных холодильных установок большой мощности являются именно аммиачными [2].

Конденсатор – один из главных технологических аппаратов любой холодильной установки. В установках средней и большой мощности чаще всего используются горизонтальные кожухотрубчатые конденсаторы с водяным охлаждением, в которых пары аммиака конденсируются на наружной поверхности труб. Значения коэффициентов теплопередачи таких конденсаторов в основном определяются, во-первых, термическим сопротивлением загрязнений со стороны воды, толщина которых возрастает с увеличением времени эксплуатации теплообменных аппаратов, в связи с чем их конструкция должна предусматривать возможность периодической очистки, во-вторых, интенсивностью теплоотдачи со стороны воды, в связи с чем необходимо обеспечивать достаточно высокую скорость ее течения, порядка 1,5–2,5 м/с (табл. 1) [3].

Необходимо отметить, что уменьшение значений коэффициентов теплопередачи аммиачных конденсаторов приводит к уменьшению эффективности их работы и, как следствие, к снижению тепловой мощности, вырабатываемой холодильными установками.

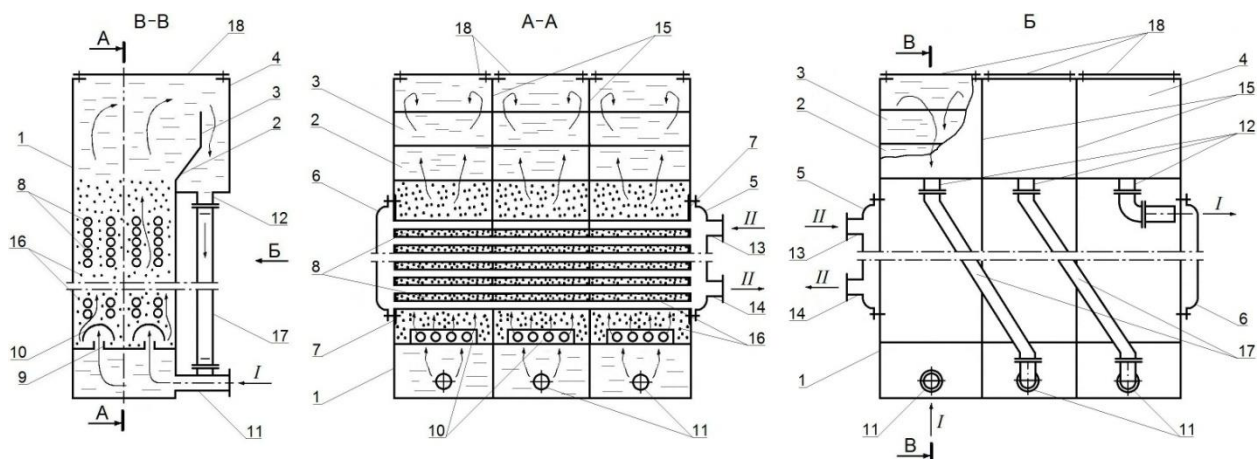


Рис. 1. Принципиальная схема конструкции самоочищающегося горизонтального кожухотрубчатого теплообменного аппарата [7]:

1 – корпус; 2 – расширенная верхняя часть корпуса; 3 – переливная перегородка; 4 – кожух; 5, 6 – передняя и задняя крышки трубного пространства; 7 – трубные решетки; 8 – трубы трубного пучка; 9 – стаканы; 10 – колпачки; 11, 12 – штуцеры подвода и отвода теплоносителя II; 13, 14 – штуцеры подвода и отвода теплоносителя II; 15 – вертикальные перегородки; 16 – зернистый материал; 17 – переливные трубы; 18 – крышки для загрузки зернистого материала; I – жидкий теплоноситель межтрубного пространства

Таблица 1

**Коэффициенты теплопередачи горизонтальных кожухотрубчатых аммиачных конденсаторов
в зависимости от скорости воды [3]**

Скорость воды, м/с	Коэффициенты теплопередачи, Вт/(м ² ·К)		
	в начале эксплуатации (после очистки)	после 16 часов работы	после длительной эксплуатации
0,5	1360	1270	920
1,0	2110	1810	1220
1,5	2470	2140	1360
2,0	2650	2330	1440

В работе [4] описан способ предотвращения образования загрязнений за счет постоянного псевдооживления зернистого материала, помещенного в рабочее пространство теплообменного аппарата, восходящим потоком жидкого теплоносителя, подаваемого с рабочей скоростью в пределах существования псевдооживленного состояния. Указанный способ предотвращает образование загрязнений непосредственно в процессе эксплуатации аппарата и дополнительно обеспечивает высокую интенсивность теплоотдачи со стороны псевдооживленного зернистого материала [5]. В соответствии со способом [4] разработаны принципиальные схемы конструкций самоочищаемых теплообменных аппаратов [6; 7].

На рис. 1 представлена принципиальная схема конструкции самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого теплообменного аппарата с зернистым материалом в межтрубном пространстве [7]. Вертикальные перегородки 15 разделяют межтрубное пространство на равные по длине труб теплообменные секции. Количество зернистого материала 16, загружаемого в каждую теплообменную секцию, соответствует расширению псевдооживленного слоя на всю высоту трубного пучка при рабочей скорости жидкого теплоносителя I . Расширенная верхняя часть корпуса 2 увеличивает про-

ходное сечение для жидкого теплоносителя I , снижая тем самым скорость его движения до меньшей скорости начала псевдооживления зернистого материала. Таким образом, зернистый материал, оставаясь в псевдооживленном состоянии в каждой теплообменной секции, не выносятся в расширенную часть корпуса.

Оценка степени повышения эффективности работы самоочищаемых горизонтальных кожухотрубчатых конденсаторов аммиачных холодильных установок представляет собой цель настоящей работы.

Определим необходимую поверхность теплообмена конденсатора холодильной установки производительностью по аммиаку 3000 нм³/ч.

Температуры аммиака: паров на выходе из компрессора – 160 °С, конденсации – 38 °С, переохлаждения конденсата – 30 °С. Начальная температура воды – 25 °С.

Конструкция самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого теплообменного аппарата изображена на рис. 1, габаритные размеры теплообменных секций и схема расположения труб одного хода трубного пучка показаны на рис. 2. В трубное пространство подается аммиак, в межтрубное – вода. В качестве зернистого материала, расположенного в межтрубном пространстве, используется просеянный кварцевый песок со средним диаметром частиц 3 мм.

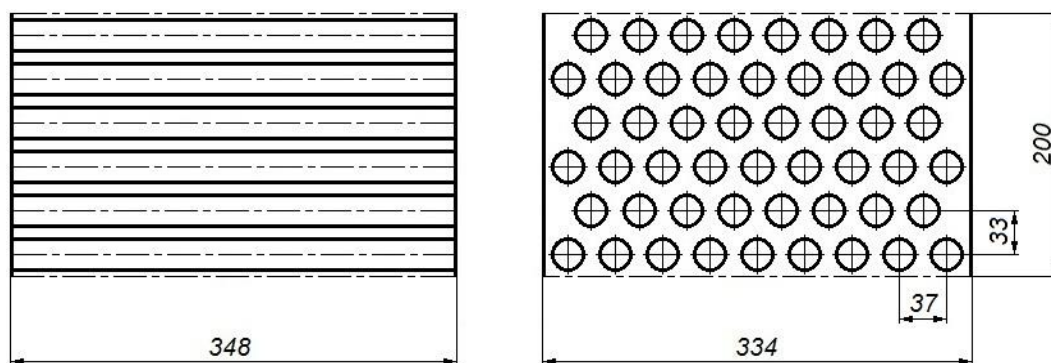


Рис. 2. Схема шахматного расположения 51 трубы диаметром 25×2,5 мм одного хода трубного пучка в теплообменных секциях с габаритными размерами 348×334×200 мм

Ниже представлены основные зависимости для выполнения теплового расчета самоочищающегося конденсатора.

Рабочая скорость воды в каждой теплообменной секции рассчитывается по формуле [5]:

$$w_x = W \cdot w_{кр}, \quad (1)$$

где W – число псевдоожижения; $w_{кр}$ – критическая скорость, соответствующая началу псевдоожижения, определяемая из уравнения [8]:

$$Re_{кр} = \frac{Ar \cdot \varepsilon_0^{4,75}}{18 \cdot \varphi_n^2 + \sqrt{\frac{\varphi_n \cdot \varphi_\phi}{3} \cdot Ar \cdot \varepsilon_0^{4,75}}}, \quad (2)$$

где $Re_{кр} = \frac{w_{кр} \cdot d_q \cdot \rho_x}{\mu_x}$ – число подобия Рейнольдса; $Ar = \frac{g \cdot d_q^3 \cdot (\rho_q - \rho_x) \cdot \rho_x}{\mu_x^2}$ – число подоби

Аrchимеда; $\varepsilon_0 = 1,2 \cdot \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_q}\right)$ – порозность зернистого материала, соответствующая началу его псевдоожижения; d_q – средний диаметр частиц зернистого материала; ρ_q – плотность час-

тиц зернистого материала; ρ_n – насыпная плотность зернистого материала; φ_n и φ_ϕ – соответственно коэффициент удельной поверхности и коэффициент формы и шероховатости поверхности частиц зернистого материала, учитывающие реальную гидродинамическую обстановку.

Массовый расход воды в конденсаторе рассчитывается по уравнению:

$$G_x = z \cdot w_x \cdot \varepsilon_v \cdot l \cdot b \cdot \rho_x, \quad (3)$$

где z – число теплообменных секций; l и b – соответственно длина и ширина одной теплообменной секции (рис. 2); ε_v – коэффициент стесненности межтрубного пространства, вычисляемый по формуле:

$$\varepsilon_v = \frac{b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}}{b \cdot h}, \quad (4)$$

где h – высота одного хода трубного пучка; n – число труб в одном ходе трубного пучка; d_n – наружный диаметр труб.

Коэффициент теплоотдачи со стороны псевдоожиженного зернистого материала α_x определяется из уравнения [8]:

$$Nu_x = \frac{6,8 \cdot \frac{d_q}{D_9} \cdot \varphi_\phi^{0,8} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot Pe_x \cdot \exp\left(-\frac{1,7}{W^{2,2}}\right)}{1 + 33,4 \cdot \frac{d_q}{D_9} \cdot \varepsilon^{0,7} \cdot \ln\left[0,85 \cdot \varphi_\phi^{0,8} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot Pe_x \cdot \exp\left(-\frac{1,7}{W^{2,2}}\right)\right]}, \quad (5)$$

где $Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot d_q}{\lambda_x}$ – число подобия Нуссельта; $Pe_x = \frac{c_{px} \cdot \rho_x \cdot w_x \cdot d_q}{\lambda_x}$ – число подобия Пекле;

$$D_9 = \frac{4 \cdot \left(l \cdot b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot l\right)}{n \cdot \pi \cdot d_n \cdot l + 2 \cdot l \cdot h + 2 \cdot \left(b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}\right)} - \text{эквивалентный диаметр межтрубного простран-}$$

ства в каждой теплообменной секции; ε – рабочая порозность псевдоожиженного зернистого материала, вычисляемая по формуле [8]:

$$\varepsilon = \left(\frac{\sqrt{\frac{\varphi_n \cdot \varphi_\phi}{12}} \cdot Re_x + \sqrt{\frac{\varphi_n \cdot \varphi_\phi}{12}} \cdot Re_x^2 + 18 \cdot \varphi_n^2 \cdot Re_x}{\sqrt{Ar}} \right)^{0,42}, \quad (6)$$

где $Re_x = W \cdot Re_{кр}$.

Теплофизические свойства воды в уравнениях (1)–(6) берутся при ее средней температу-

ре: ρ_x – плотность; μ_x – динамический коэффициент вязкости; c_{px} – удельная массовая теплоемкость; λ_x – коэффициент теплопроводности.

Коэффициенты теплоотдачи со стороны аммиака для зоны охлаждения паров α_{e1} и зоны переохлаждения конденсата α_{e3} определяются из уравнений [9]:

– при $Re_{e13} \leq 2320$:

$$Nu_{e13} = 3,66; \quad (7)$$

– при $2320 < Re_{e13} \leq 10000$:

$$Nu_{e13} = 3,66 + 0,0855 \cdot (Re_{e13} - 2320)^{2/3} \cdot Pr_{e13}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{e13}}{Pr_{cm213}} \right)^{0,25}; \quad (8)$$

– при $Re_{e13} > 10000$:

$$Nu_{e13} = 3,66 + 0,021 \cdot Re_{e13}^{0,8} \cdot Pr_{e13}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{e13}}{Pr_{cm213}} \right)^{0,25}, \quad (9)$$

где $Nu_{e13} = \frac{\alpha_{e13} \cdot d_{вн}}{\lambda_{e13}}$ – число подобия Нуссельта;

$Re_{e13} = \frac{4 \cdot G_z}{n \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot \mu_{e13}}$ – число подобия Рейнольдса;

$Pr_{e13} = \frac{c_{pe13} \cdot \mu_{e13}}{\lambda_{e13}}$ – число подобия Прандтля;

G_z – массовый расход аммиака; $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб.

В уравнениях (7)–(9) теплофизические свойства аммиака – паров для зоны 1 и жидкости для зоны 3 – для всех чисел подобия, кроме Pr_{cm213} , берутся при их средних температурах; для Pr_{cm213} – при температурах стенки со стороны горячего теплоносителя.

Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака для зоны конденсации α_{e2} определяется по уравнению [10]:

$$\alpha_{e2} = 0,2 \cdot \alpha_N \cdot We_{e2}^{-0,25}, \quad (10)$$

где $\alpha_N = 0,72 \cdot \left(\frac{g \cdot r_{e2} \cdot \rho_{e2}^2 \cdot \lambda_{e2}^3}{\theta \cdot \mu_{e2} \cdot d_{вн}} \right)^{0,25}$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара аммиака;

$We_{e2} = \frac{\sigma_{e2}}{g \cdot (\rho_{e2} - \rho_{en2})}$ – число подобия Вебера; θ – разность между температурами конденсата и стенки (в расчетах рекомендуется принимать $\theta = 1$ K).

Теплофизические свойства конденсата аммиака в уравнении (10) берутся при температуре конденсации: r_{e2} – удельная теплота парообразования; ρ_{e2} – плотность (жидкость); ρ_{en2} – плотность (пар); μ_{e2} – динамический коэффициент вязкости; c_{pe2} – удельная массовая теплоемкость; λ_{e2} – коэффициент теплопроводности;

σ_{e2} – коэффициент поверхностного натяжения.

Действительная поверхность теплообмена конденсатора вычисляется следующим образом:

$$F_d = z \cdot m \cdot n \cdot \pi \cdot d_n \cdot l, \quad (11)$$

где m – число ходов трубного пучка (принимается четным согласно рис. 1).

Длина и высота трубного пучка определяется по формулам соответственно:

$$L = z \cdot l; \quad (12)$$

$$H = m \cdot h. \quad (13)$$

Масса зернистого материала, загружаемого в межтрубное пространство, рассчитывается по уравнению:

$$M_q = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_q \cdot z \cdot m \cdot l \cdot \left(b \cdot h - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \right). \quad (14)$$

В табл. 2 приведены основные исходные, справочные данные и результаты модельного расчета самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого конденсатора на производительность по аммиаку 3000 нм³/ч.

Анализ данных табл. 2 показывает, что коэффициент теплопередачи в зоне конденсации аммиака $K_2 = 2415$ Вт/(м²·К) самоочищаемого конденсатора почти точно соответствует своему значению 2470 Вт/(м²·К) для классического конденсатора в начале его эксплуатации (или после очистки) при скорости воды 1,5 м/с (табл. 1). При этом коэффициент теплопередачи K_2 самоочищаемого конденсатора будет сохранять свое значение постоянным во всем периоде эксплуатации теплообменного аппарата, что позволяет увеличить время его работы между остановками для очистки.

Таблица 2

**Основные исходные, справочные данные и результаты модельного расчета
самоочищаемого горизонтального кожухотрубчатого аммиачного конденсатора**

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4
Исходные данные			
1. Объемный расход аммиака при нормальных условиях	нм ³ /ч	$V_{0г}$	3000
2. Начальная температура паров аммиака	°С	$t_{гн}$	160
3. Температура конденсации аммиака	°С	$t_{конд}$	38
4. Конечная температура переохлаждения конденсата аммиака	°С	$t_{гк}$	30
5. Начальная температура воды	°С	$t_{хн}$	25
Справочные данные			
1. Разность между температурами конденсата и стенки [10]	К	θ	1
2. Средний диаметр частиц зернистого материала	мм	$d_{г}$	3
3. Плотность частиц зернистого материала	кг/м ³	$\rho_{г}$	2650
4. Насыпная плотность зернистого материала	кг/м ³	$\rho_{н}$	1650
5. Коэффициент удельной поверхности частиц зернистого материала [8]	—	$\varphi_{н}$	1,05
6. Коэффициент формы и шероховатости поверхности частиц зернистого материала [8]	—	φ_{ϕ}	2,97
7. Число псевдоожижения	—	W	3
8. Наружный диаметр труб из стали 12Х18Н10Т	мм	$d_{н}$	25
9. Внутренний диаметр труб из стали 12Х18Н10Т	мм	$d_{вн}$	20
10. Число труб в одном ходе трубного пучка	—	n	51
11. Длина одной теплообменной секции	мм	l	348
12. Ширина одной теплообменной секции	мм	b	334
13. Высота одного хода трубного пучка	мм	h	200
Варьируемые параметры			
1. Число ходов трубного пучка	—	m	4
2. Число теплообменных секций	—	z	10
Расчетные параметры			
<i>Межтрубное пространство</i>			
1. Рабочая скорость воды в каждой теплообменной секции	м/с	$w_{х}$	0,086
2. Массовый расход воды в конденсаторе	кг/с	$G_{х}$	62,1
3. Эквивалентный диаметр межтрубного пространства в каждой теплообменной секции	м	$D_{э}$	0,036
4. Рабочая порозность псевдоожиженного зернистого материала	м ³ /м ³	ε	0,693
5. Коэффициент теплоотдачи со стороны псевдоожиженного зернистого материала	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{х}$	8099
<i>Зона охлаждения паров аммиака</i>			
6. Тепловая мощность	кВт	Q_1	262,5
7. Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{г1}$	253
8. Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	K_1	235
9. Поверхность теплообмена	м ²	F_1	23,6
<i>Зона конденсации аммиака</i>			
10. Тепловая мощность	кВт	Q_2	692,5
11. Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{г2}$	9363
12. Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	K_2	2415
13. Поверхность теплообмена	м ²	F_2	24,8

Окончание табл. 2

1	2	3	4
<i>Зона переохлаждения конденсата аммиака</i>			
14. Тепловая мощность	кВт	Q_3	24,7
15. Коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{з3}$	650
16. Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	K_3	542
17. Поверхность теплообмена	м ²	F_3	5,5
<i>Общие параметры</i>			
18. Тепловая мощность конденсатора	кВт	Q	979,7
19. Необходимая поверхность теплообмена	м ²	F	53,9
20. Действительная поверхность теплообмена	м ²	F_δ	55,7
21. Длина трубного пучка	м	L	3,480
22. Высота трубного пучка	м	H	0,800
23. Масса зернистого материала в межтрубном пространстве конденсатора	кг	M_κ	473

Также необходимо отметить, что рабочая скорость воды $w_x = 0,086$ м/с в самоочищаемом конденсаторе почти в 20 раз меньше своего значения для классического конденсатора при аналогичной интенсивности теплопередачи (табл. 1), что обеспечивает значительно меньшее гидравлическое сопротивление его межтрубного пространства.

В табл. 3 приведены результаты расчета не-

обходимой поверхности теплообмена и габаритных размеров трубного пучка самоочищаемого конденсатора при различном четном числе его ходов.

Данные табл. 3 полезны при выполнении компоновки технологического оборудования высокотехнологичных аммиачных холодильных установок [2], а также их технико-экономического обоснования.

Таблица 3

Необходимая поверхность теплообмена и габаритные размеры трубного пучка самоочищаемого конденсатора производительностью по аммиаку 3000 нм³/ч

m	2	4	6	8	10	12
z	19	10	7	6	5	4
$F, \text{м}^2$	51,3	53,9	56,3	57,9	60,2	65,6
$F_\delta, \text{м}^2$	52,9	55,7	58,5	66,9	69,7	66,9
$L, \text{м}$	6,612	3,480	2,436	2,088	1,740	1,392
$H, \text{м}$	0,400	0,800	1,200	1,600	2,000	2,400

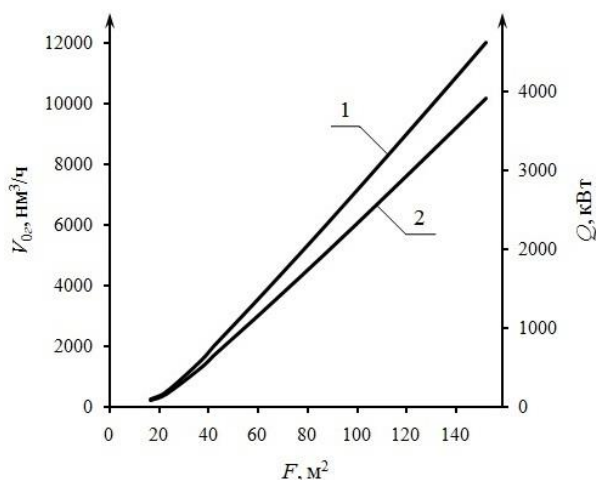


Рис. 3. Графики зависимостей для самоочищаемого конденсатора с числом ходов трубного пучка $m = 4$:
1 – $V_0 = f(F)$; 2 – $Q = f(F)$

На рис. 3 представлены графики зависимостей объемного расхода аммиака при нормальных условиях и тепловой мощности самоочищаемого конденсатора с числом ходов трубного пучка $m = 4$ от необходимой поверхности теплообмена.

В связи с тем, что графики на рис. 3 являются практически прямыми линиями, то, зная поверхность теплообмена одного хода трубного пучка в одной теплообменной секции (рис. 2), с помощью рис. 3 и табл. 3 можно определить число секций, требуемых для работы самоочищаемого конденсатора с $m = 2$ –12 в широком диапазоне значений производительности по аммиаку (до 12000 нм³/ч) и тепловой мощности (до 4000 кВт). При этом погрешность такого

определения составит не более одной секции, что может быть нивелировано увеличением их числа на единицу, то есть в сторону увеличения запаса на теплообменную поверхность.

Выполним сравнительный расчет горизонтального кожухотрубчатого аммиачного конденсатора конструкции согласно рис. 1 и 2, но без зернистого материала в межтрубном пространстве при прочих равных условиях. При этом массовый расход воды возьмем из расчета самоочищаемого конденсатора.

В этом случае коэффициенты теплоотдачи со стороны воды для зоны охлаждения паров α_{x1} , зоны конденсации α_{x2} и зоны переохлаждения конденсата α_{x3} определим из уравнений [11]:

– при $Re_{x123} \leq 1000$:

$$Nu_{x123} = 0,56 \cdot Re_{x123}^{0,5} \cdot Pr_{x123}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{x123}}{Pr_{cmx123}} \right)^{0,25}; \quad (15)$$

– при $Re_{x123} > 1000$:

$$Nu_{x123} = 0,40 \cdot Re_{x123}^{0,6} \cdot Pr_{x123}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{x123}}{Pr_{cmx123}} \right)^{0,25}, \quad (16)$$

где $Nu_{x123} = \frac{\alpha_{x123} \cdot d_n}{\lambda_{x123}} \cdot \frac{m \cdot y}{m \cdot y - 0,5}$ – число подобия Нуссельта; y – число рядов труб в одном ходе трубного пучка ($y = 6$ согласно рис. 2);

$Re_{x123} = \frac{w_x \cdot d_n \cdot \rho_{x123}}{\mu_{x123}}$ – число подобия Рей-

нольдса; $Pr_{x123} = \frac{c_{px123} \cdot \mu_{x123}}{\lambda_{x123}}$ – число подобия

Прандтля.

Теплофизические свойства воды в уравнениях (15)–(16) для всех чисел подобия, кроме Pr_{cmx123} , берутся при ее средних температурах в каждой зоне; для Pr_{cmx123} – при температурах стенки со стороны холодного теплоносителя.

Из-за отсутствия в межтрубном пространстве псевдооживленного зернистого материала с течением времени работы конденсатора его теплообменная поверхность со стороны воды будет загрязняться. Термическое сопротивление загрязнений примем равным $2,3 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ [12].

На рис. 4 представлен график зависимости отношения f поверхности теплообмена самоочищаемого конденсатора к поверхности теплообмена конденсатора без зернистого матери-

ала от объемного расхода аммиака при нормальных условиях, полученный в результате выполнения сравнительного расчета для числа ходов трубного пучка $m = 4$.

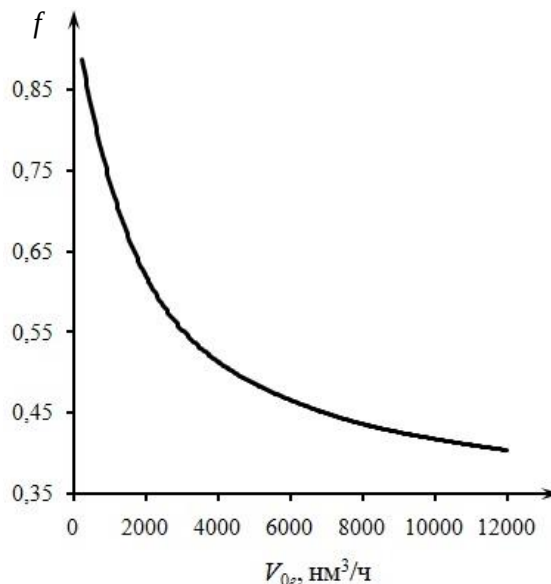


Рис. 4. График зависимости $f = f(V_{0z})$ для числа ходов трубного пучка $m = 4$

Анализ рис. 4 показывает, что экономия площади теплообменной поверхности при использовании самоочищаемых аммиачных конденсаторов по сравнению с аналогичными классическими теплообменными аппаратами для холодильных установок большой мощности (от 200 до 4000 кВт) составляет от 22 до 60 %.

Таким образом, для обеспечения работы высокоэффективных аммиачных холодильных установок большой мощности рекомендуется использовать самоочищаемые горизонтальные кожухотрубчатые конденсаторы, габариты и металлоемкость которых в среднем вдвое меньше габаритов и металлоемкости аналогичных классических теплообменных аппаратов.

При этом с увеличением тепловой мощности холодильных установок растет и экономия площади теплообменной поверхности за счет использования самоочищаемых конденсаторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Щербин, В. А. Холодильные станции и установки / В. А. Щербин, Я. И. Гринберг. – Москва : Химия, 1979. – 376 с.
2. Аммиачные холодильные установки [Электронный ресурс] / ООО «Рефинжиниринг»: эксперты в холодноснабжении. – [2024]. – Режим доступа: <https://refeng.ru/blog/ammiachnye-holodilnye-ustanovki/?ysclid=lvslfvi2vf627838604>.
3. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1973. – 328 с.

4. Самоочищающиеся теплообменники / Г. М. Михайлов, Л. С. Рева, Н. В. Тябин, А. Ю. Миронов // Холодильная техника. – 1988. – № 1. – С. 28–30.
5. Гельперин, Н. И. Основы техники псевдоожижения / Н. И. Гельперин, В. Г. Айнштейн, В. Б. Кваша. – Москва : Химия, 1967. – 664 с.
6. П. м. 154574 РФ, МПК F28D7/00, F28D17/00. Кожухотрубный теплообменник / Л. С. Рева, А. Б. Голованчиков, С. Л. Рева, П. С. Васильев, С. Б. Воротнева, Б. А. Дулькин, С. Р. Коломиец; ВолГТУ. – № 2014154562/06; заявл. 31.12.2014; опубл. 27.08.2015. Бюл. 24.
7. П. м. 168684 РФ, МПК F28D 7/00 Кожухотрубный теплообменник / Л. С. Рева, А. Б. Голованчиков, П. С. Васильев, С. Б. Воротнева, И. И. Улизин; ВолГТУ. – № 2016111091; заявл. 24.03.2016; опубл. 15.02.2017. Бюл. 5.
8. Рева, Л. С. Методы гидродинамического и теплового расчета теплообменников с зернистой насадкой: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08 / Л. С. Рева. – Волгоград, 1984. – 310 с.
9. Прогнозирование коэффициента конвективной теплоотдачи в трубе при переходном и турбулентном режимах течения / Г. М. Михайлов, В. Г. Михайлов, Л. А. Кондакова, Л. С. Рева // Теоретические основы химической технологии. – 2005. – Т. 39, № 6. – С. 698–702.
10. Теплофизические основы получения искусственного холода: справочник / Н. А. Бучко; гл. ред. А. В. Быков. – Москва: Пищевая промышленность, 1980. – 232 с.
11. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеев. – 2-е изд., стер. – Москва : Энергия, 1977. – 344 с.
12. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи / И. В. Доманский [и др.]; под общ. ред. В. Н. Соколова. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 384 с.

УДК 669.213

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-14-19

А. Б. Голованчиков¹, А. А. Шурак¹, А. Б. Дулькин², Б. А. Дулькин³

К ВОПРОСУ О ГРАВИТАЦИОННОМ МОКРОМ РАЗДЕЛЕНИИ БЕДНЫХ ЗОЛОТОСОДЕРЖАЩИХ РУД, ПЕСКОВ И ОТВАЛОВ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

¹Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

²«Атомстройэкспорт», Нижний Новгород, Россия

³«Русатом – Международная Сеть», Москва, Россия

9275170082@mail.ru, a-shurak2@mail.ru, dulab@mail.ru, dulios@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Антон Анатольевич Шурак, a-shurak2@mail.ru

Проведена систематизация основных технологических операций получения золота из его месторождений и их краткий анализ. Показан недостаток амальгамации при мокром гравитационном разделении золотосодержащих руд, песков и отвалов обогатительных предприятий, связанный с дополнительными технологическими операциями промывки, отжимки ртути, нагревания амальгамы и последующего ее плавления с выделением самого золота. Те же проблемы возникают при химическом цианировании после гидромеханических процессов обогащения: гравитационного, центробежного, флотационного или электрофлотационного. Предлагается мокрое гравитационное разделение проводить в расплаве сплава Вуда при 70–75 °С, плотность которого значительно меньше плотности золота, но больше плотности нерудных материалов, горных пород, песков и других минералов. Приведен расчет модуля для отсадки частиц золота в отсадочной машине в расплаве сплава Вуда.

Ключевые слова: золотосодержащие руды и пески, отвалы, «хвосты» и шламы, концентрация золота, гравитационное мокрое обогащение, амальгамация, сплав Вуда, расплав, плотность, вязкость, распределение частиц по фракциям, локальная и общая степень улавливания частиц, «тяжелая» суспензия

A. B. Golovanchikov¹, A. A. Shurak¹, A. B. Dulkin², B. A. Dulkin³

COMPARISON OF THE DEGREE OF VENTILATION EMISSIONS FROM CARBON BLACK DUST IN A CYCLONE AND CYCLONE BATTERY

¹Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

²JSC Atomstroyexport, Nizhny Novgorod, Russia

³Rusatom-International Network, Moscow, Russia

A systematization of the main technical operations for extraction of gold from deposits and their brief analysis were carried out. The disadvantage of amalgamation during wet gravitational separation of gold-bearing ores, sands and waste dumps of concentrating plants is shown. This disadvantage is connected with additional technical operations of washing, squeezing mercury, heating the amalgam and its subsequent melting with the extraction of the gold. The same problems arise during chemical cyanidation after hydromechanical enrichment processes: gravity, centrifugal, flotation or electroflotation. The proposal is carrying out wet gravitational separation in Wood's alloy at a temperature 70–75 °C. The density of the Wood's alloy significantly less than the density of gold, but greater than the density of non-metallic materials, rocks, sands and other of gold-bearing ores. The calculation of the module for depositing gold particles in a depositor in a liquid Wood alloy is provided.

Keywords: gold-bearing ores and sands, dumps, sludges and tailings, gold concentration, wet gravitational enrichment, amalgamation, Wood's alloy, molten metal, density, viscosity, particle-size distribution, local and general rate of a particle capture, heavy suspension

В России общий объем переработки полезных ископаемых составляет около 10 млрд тонн в год. Однако богатые месторождения себя исчерпывают, а в новых и законсервированных месторождениях содержание полезных компонентов бывает невысоким. Особенно это касается руд цветных, благородных и редких металлов [1]. Так, анализ содержания золота в рудах одного из месторождений, измельченных до среднего размера частиц в 70 мкм, в разных пробах колеблется от 0,5 до 1,5 г/т [2; 3]. То же касается отвалов и «хвостов» горно-обогатительных предприятий, которых скопилось более 3 млрд м³. Подобные отвалы занимают десятки тысяч гектаров земли, ухудшая состояние окружающей природной среды.

Современные методы обогащения полезных ископаемых, в том числе содержащих благородные металлы, позволяющие все в большей степени извлекать полезные металлы из бедных руд и отвалов обогатительных предприятий, описаны и проанализированы в учебном пособии [4], а конкретно касательно рудных и песчаных месторождений золота – в монографии [5] и энциклопедии [6].

Основные технологические операции получения золота из его рудных месторождений представлены на рис. 1. Эти же методы можно использовать при извлечении остатков золота, накопленных в отвалах и «хвостах» обогатительных предприятий.

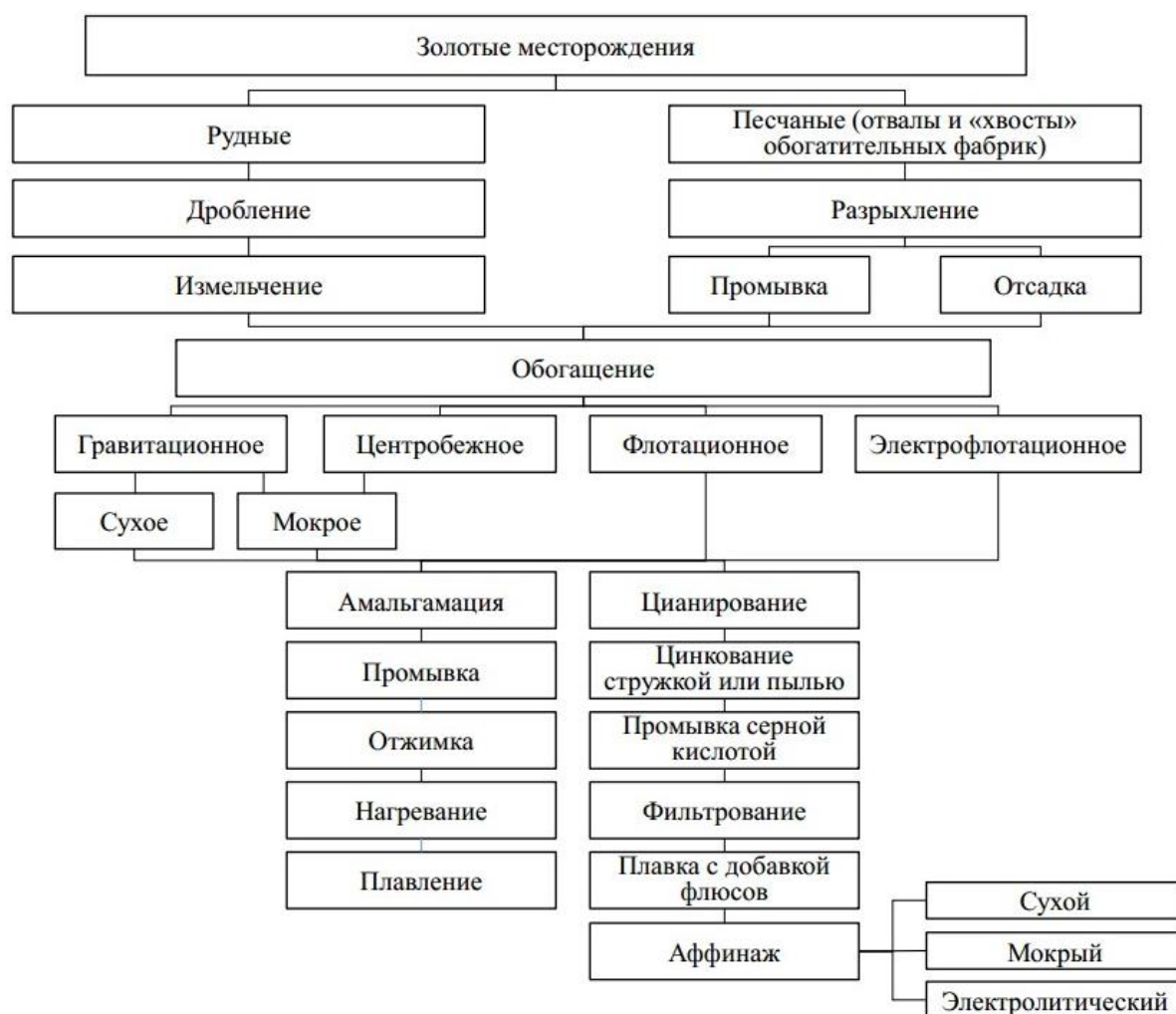


Рис. 1. Основные технологические операции получения золота из его месторождений [5]

В рудах и россыпях золотые песчинки присутствуют в виде вкраплений с диапазоном размеров от 0,1 до 100 мкм. Самородное золото содержит примеси серебра от 5 до 30 %, меди до 20 % и реже металлы платиновой группы.

Золотосодержащие минералы геологически имеют следующие названия: электрум, медистое золото, теллуриды золота, кренерит, калаверит, сальванит и др.

Наиболее распространенным способом из-

влечения золота является его растворение в растворах цианистых металлов в присутствии кислорода воздуха, а лучше – чистого кислорода. Однако сложные и довольно многочисленные дополнительные технологические операции, связанные с цианированием, делают процесс извлечения и получения чистого золота длительным и дорогостоящим (правая часть рис. 1).

Известный, сравнительно простой метод гравитационного мокрого обогащения в воде или даже в водной суспензии не позволяет в полной мере отделять нерудные породы от полезных руд.

Напомним, что этот метод основан на разделении в поле сил тяжести минеральных сред с большей или меньшей плотностью, чем плотность жидкой сплошной фазы. Но основные минералы, из которых извлекаются рудные компоненты, имеют плотность, превышающую плотность воды и ее суспензий (плотность тяжелой суспензии около 2000 кг/м^3) [1].

Нерудные материалы, содержащие металлические компоненты, имеют плотность:

- 1) апатит – 3190 кг/м^3 ;
- 2) базальт, диабаз, габбро и другие вулкани-
ты – $3000\text{--}3100 \text{ кг/м}^3$;
- 3) камень – 3000 кг/м^3 ;
- 4) магнезит – 2900 кг/м^3 ;
- 5) гранит – 2700 кг/м^3 ;
- 6) кварц – 2650 кг/м^3 ;
- 7) известняк – 2650 кг/м^3 ;
- 8) асбест – 2600 кг/м^3 ;
- 9) мрамор – 2600 кг/м^3 ;
- 10) мел – 2200 кг/м^3 ;
- 11) земля – 1800 кг/м^3 ;
- 12) песок – 1500 кг/м^3 ;
- 13) уголь каменный – 1350 кг/м^3 .

Как видно из приведенных выше численных значений плотности различных нерудных материалов, в которых могут содержаться металли-

ческие руды, их плотность, за исключением последних трех, превышает плотность даже утяжеленной водной суспензии. Поэтому они при гравитационном мокром обогащении тонут вместе с частицами металлов и разделения не происходит.

Существует еще один известный метод извлечения золота ртутью, связанный с растворением его частиц в жидкой ртути с образованием амальгамы. Но амальгамация – такое название имеет этот метод обогащения золотосодержащих руд – тоже требует дополнительных технологических операций промывки, отжимки, нагревания и плавления (левая часть рис. 1). Кроме того, высокая токсичность паров ртути требует создания особых условий безопасности для работающего персонала.

Авторы предлагают вернуться к простому методу обогащения золотоносных руд и песков, отвалов и «хвостов» золотообогатительных предприятий, связанному с гравитационным мокрым разделением в тяжелой жидкости.

Целью работы является повышение эффективности процесса гравитационного обогащения золотосодержащих руд и песков, а также отвалов и «хвостов» золотообогатительных предприятий при гравитационном мокром разделении, рабочей средой которого выступает расплав сплава Вуда.

Сплав Вуда становится жидким при температуре $t \approx 70^\circ\text{C}$ и имеет плотность $\rho = 9500 \text{ кг/м}^3$, а вязкость $\mu = 3,61 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ [7], то есть все частицы пустой породы, имеющие плотность меньше плотности сплава Вуда, будут всплывать, а частицы золота (и других тяжелых металлов – серебра, свинца, висмута, гафния, тантала, вольфрама, осмия, иридия и платины) будут осаждаться в расплаве сплава Вуда.

В таблице представлены зависимость скорости осаждения частиц v_0 от номинального диаметра d_0 .

Зависимость скорости осаждения частиц v_0 номинального диаметра от их размера d_0

d_0 , мкм	60	55	50	45	40	35	30	25	20,7	20
v_0 , м/с	0,0056	0,0047	0,0039	0,0032	0,0025	0,0019	0,0014	0,001	0,00067	0,00062

Разделение мелких частиц нерудных и рудных составляющих можно проводить в горизонтальных или круглых отстойниках, но предпочтительно смешивая расплав сплава Вуда с этими частицами.

На рис. 2 представлена гистограмма распределения частиц по фракциям в пробе после тонкого измельчения.

На рис. 3 представлены плотность распределения частиц и их локальные концентрации, уловленные в отстойнике.

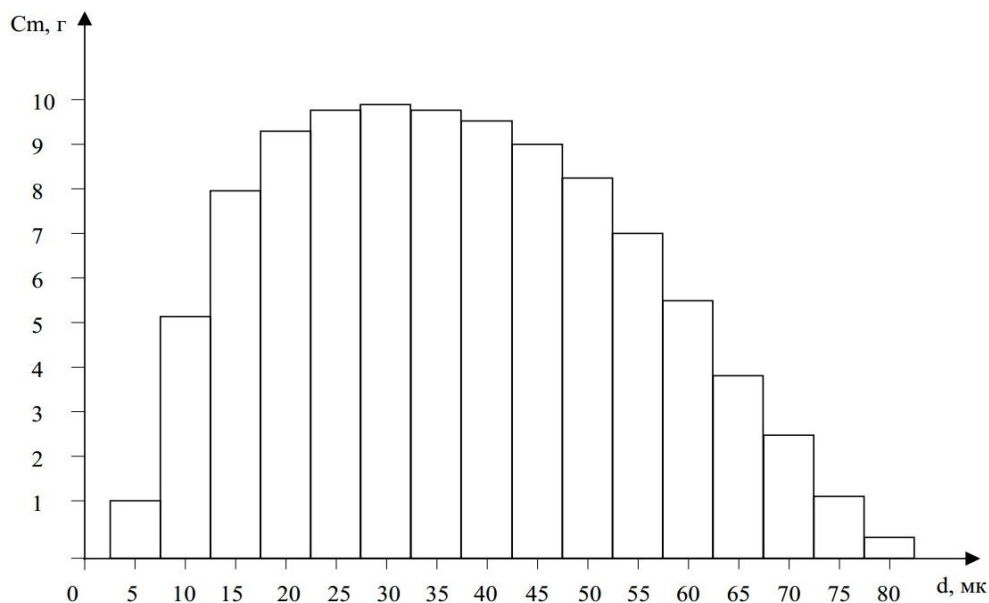
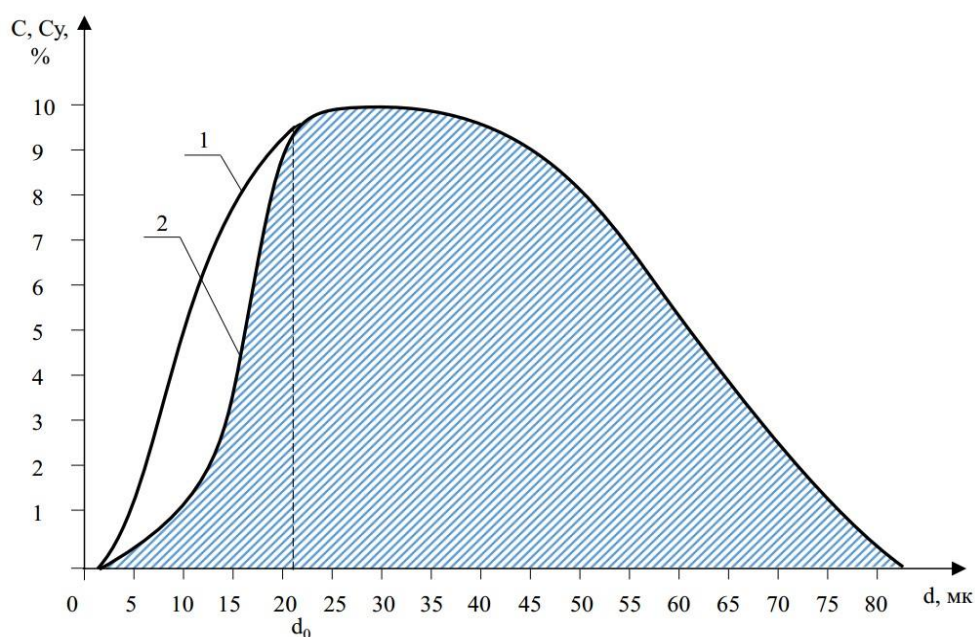


Рис. 2. Гистограмма распределения частиц по фракциям в пробе после тонкого измельчения

Рис. 3. Плотность распределения частиц по фракциям C после измельчения (1) и концентрация уловленных частиц C_y (2) после гравитационного мокрого измельчения в отстойнике с расплавом сплава Вуда

На рис. 4 дается зависимость общей степени улавливания частиц золота в горизонтальном отстойнике при гравитационном мокром обогащении руды, отвалов или «хвостов» обогательных предприятий в жидком расплаве сплава Вуда при 72°C от поверхности отстойника.

Как видно из рис. 4 и данных таблицы, при расходе расплава сплава Вуда $q_0 = 1 \text{ м}^3/\text{ч}$ для обеспечения общей степени улавливания частиц золота в 90 % потребуется поверхность отстойника $F = 4,162 \text{ м}^2$, при этом диаметр но-

минальных частиц, улавливаемых на 100 %, составляет $d_0 = 20,7 \text{ мкм}$, а их скорость оседания – $v_0 = 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$.

Для уменьшения расхода расплава сплава Вуда можно проводить гравитационное мокрое разделение в два этапа: сначала отделять нерудные составляющие в руде, отвалах или «хвостах» в так называемых «тяжелых» суспензиях с плотностью $\rho = 3150 \text{ кг/м}^3$ [1], а на втором этапе – по предлагаемому методу в жидком сплаве Вуда.

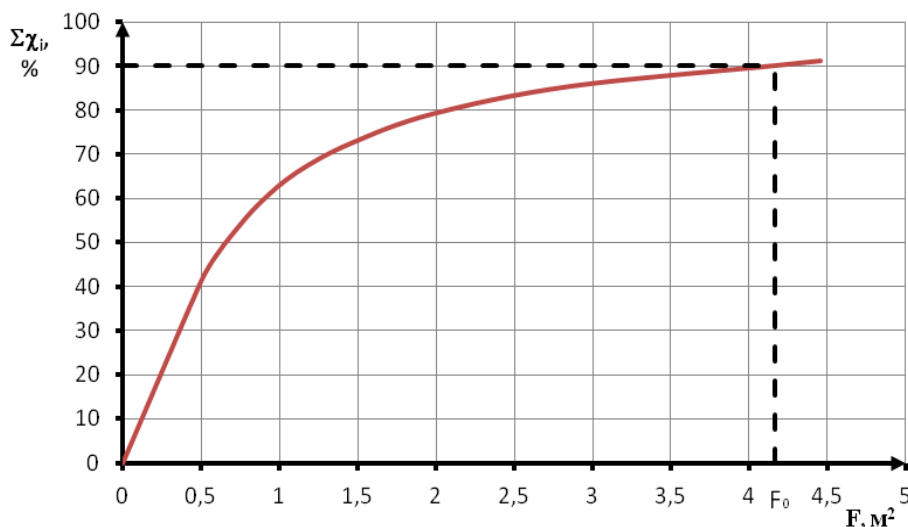


Рис. 4. Зависимость общей степени улавливания от поверхности отстойника

Другой возможный вариант мокрого гравитационного разделения частиц золота от тонкодисперсной фазы пустой породы связан с отсадкой — обогащением полезных ископаемых, основанным на разделении по плотности различных минералов в струе воды, которые приводятся в движение колеблющимся решетом отсадочной машины, только вместо струи воды подается струя расплава сплава Вуда при температуре 72–75 °С. Под действием вибрации слой обогащаемого материала то разрыхляется, то уплотняется, при этом тяжелые фракции опускаются вниз, а легкие частицы пустой породы всплывают вверх [8].

Другой метод гравитационного мокрого разделения тяжелых рудных фракций мелких частиц от нерудной массы связан с применением концентрационных столов, работающих по принципу избирательного осаждения и смывания различных минералов в струе воды на наклонной поверхности (угол 4–8°) качающегося стола. Материал подается в виде пульпы в приемник и стекает по наклонной поверхности, при этом легкие частицы смываются, а тяжелые — концентрат — стекают в нижнюю часть в свой приемник. Здесь также вместо воды можно использовать расплав сплава Вуда (производитель с деками 4800×1800 мм обрабатывает 50 т руды за сутки; расход воды 1,25–2,5 м³/ч) [9].

Похожий метод мокрого гравитационного разделения тонкоизмельченных рудных и нерудных компонентов смеси проводится на обогащательных шлюзах, представляющих собой наклонный стол с закраинами или желоб для перемещения руды или песка в потоке воды.

На дне шлюза имеются неровности, сделанные из материи, металлических решеток или рифленой резины для образования микровихрей в придонном слое, что способствует более эффективному отделению и задержанию на шлюзе тяжелых минералов. Шлюзы бывают неподвижные, наклоняющиеся и движущиеся (ленточные), а также одноярусные и многоярусные (для руд золота, платины, иридия, олова и редких элементов). Преимущество — простота конструкции и эксплуатации [8].

Однако отметим, что способы, представленные в работах [8; 9], имеют недостатки, которые не позволяют достичь максимальной эффективности процесса. К ним относится низкая интенсификация процесса дезинтеграции за счет многостадийности протекания процесса классификации гравитационным способом, при потере тонкого золота до ≈ 10 %, содержащегося в бедном осадке, который направляют в отвал без дальнейшего извлечения тонкого золота, повышенный расход воды и нарушение экологии и неполное извлечение из россыпей многочисленного класса тонкого золота, до ≈ 30 % которого теряется вместе с отвальным продуктом.

Приведенные выше недостатки при использовании расплава сплава Вуда в качестве рабочей среды отстойного аппарата нивелируются за счет захвата частиц тонкого золота, что позволяет достичь большего извлечения.

Еще одним немаловажным фактором в пользу использования расплава сплава Вуда выступает его стоимость. Так, при ртутном методе обогащения [5] стоимость одного килограмма рабочей среды на российском рынке начинается

ся от 90 долларов за килограмм (≈ 8200 рублей). Эта цена гораздо выше среднемировой, но в ближайшее время в условиях санкций прогнозируется ее дальнейший рост [10]. В тоже время минимальная цена 1 кг сплава Вуда составляет 3000 руб., что свидетельствует о снижении себестоимости проведения процесса [11], а также последующем увеличении чистой прибыли, получаемой с 1 кг готовой продукции.

Таким образом, предложенный метод обогащения бедных золотосодержащих руд, отвалов и «хвостов» горно-обогатительных предприятий, основанный на гравитационном мокром разделении тяжелых металлов от нерудного сырья в расплаве сплава Вуда, позволяет увеличить степень извлечения и повысить чистоту получаемых частиц золота при меньших затратах, а также извлекать частицы тонкого золота.

Целесообразно проводить обогащение руд, отвалов и «хвостов», содержащие тяжелые металлы, в два этапа: на первом обогащать сырье в «тяжелой» суспензии, плотность которой превышает плотность нерудных составляющих; на втором – в расплаве сплава Вуда. Это позволит на порядок и более снизить расход расплава сплава Вуда, так как все легкие составляющие сырья – рудные и песчаные, имеющие плотность меньше плотности «тяжелой» суспензии, будут всплывать, а тяжелые рудные частицы металла оседать на дне отстойника.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимонин, А. С. Инженерно-экологический справочник. Т. 3 / А. С. Тимонин. – Калуга : Издательство Н. Бочкаревой, 2003. – 1024 с.
2. Месторождения благородных металлов – новое в геологии, системах отработки и обогащения: аналитический обзор / Б. Я. Вихтер, В. И. Зеленов, В. Н. Иванов, М. М. Константинов. – Москва : ВИЭМС, 1990. – 139 с.
3. Зеленов, В. И. Методика исследования золото- и серебросодержащих руд / В. И. Зеленов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Недра, 1989. – 301 с.
4. Воробьев, Н. И. Обогащение полезных ископаемых: учеб. пособие / Н. И. Воробьев, Д. М. Новик. – Минск : БГТУ, 2008. – 174 с.
5. Фишман, М. А. Практика обогащения руд цветных и редких металлов. Т. 5 / М. А. Фишман, В. И. Зеленов. – Москва : Недра, 1967. – 254 с.
6. Большая Советская Энциклопедия / гл. ред. Б. А. Введенский. – Изд. 2-е. – Москва, 1952. – Т. 17. – 632 с.
7. Экспериментальное исследование электропроводности, плотности и вязкости сплава Вуда / Б. И. Казанджан, В. М. Матвеев, Т. Б. Савич, А. М. Умаров // Теплофизика высоких температур. – 1989. – Т. 27, № 2. – С 269–273.
8. Большая Советская Энциклопедия / гл. ред. Б. А. Введенский. – Изд. 2-е. – Москва, 1952. – Т. 31. – 645 с.
9. Большая Советская Энциклопедия / гл. ред. Б. А. Введенский. – Изд. 2-е. – Москва, 1952. – Т. 22. – 627 с.
10. Official Journal of the European Union. – 2017. – L. 137, 24 May.
11. П. м. 197061 Российская Федерация, МПК А61N5/10. Коллиматор индивидуальной формы для проведения процедуры электронной лучевой терапии / А. А. Красных, Ю. М. Черепенников, И. А. Милойчикова, С. Г. Стучебаров; ТПУ. – 2020.

УДК 123.456.7:234.567.890

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-19-25

К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына, И. Ю. Голованов

АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ОРЕБРЕНИЯ ДВУХТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Московский политехнический университет, Москва, Россия

zanina_klavdiya@mail.ru, lag53@yandex.ru, nastyaoffender@mail.ru, igol95@yandex.ru

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

В настоящее время совершенствование теплообменных аппаратов, направленное на повышение эффективности процесса теплопередачи, является актуальной задачей для химической, пищевой и смежных отраслей промышленности. Оценка эффективности процесса теплопередачи в рекуперативных теплообменных аппаратах проводится с учетом количества передаваемого тепла (в соответствии с основным уравнением теплопередачи), а также по показателю отношения затрачиваемой энергии на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата к количеству передаваемого тепла. Конструкция такого теплообменного аппарата имеет преимущество – за счет изменения площади проходного сечения каждого из теплоносителей можно обеспечить максимально возможные величины коэффициентов теплоотдачи, причем соизмеримые по величине. В статье рассмотрен вариант конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе», теплообменная труба которого снабжена интенсификаторами теплообмена – цельнометаллическими стержнями. Сравнительная оценка эффективности работы конструкции теплообменного аппарата прово-

дится в отношении к применяемой в промышленности типовой конструкции. Результаты сравнительной оценки основаны на данных, полученных с использованием компьютерного моделирования. В компьютерных моделях задавались равные исходные данные (температура рабочих сред на входе в аппарат, материал и габаритные размеры теплообменного аппарата, объемные расходы рабочих сред).

Ключевые слова: теплообменный аппарат «труба в трубе», интенсификация теплообмена, увеличение поверхности теплопередачи, габариты, гидравлическое сопротивление, энергетические затраты, компьютерная модель, конструирование, исследования

K. O. Zanina, M. G. Lagutkin, A. M. Iuritsyna, I. Yu. Golovanov

THE ANALYSIS OF FINNING OPTIONS FOR A TWO-TUBE HEAT EXCHANGER TO INCREASE THE EFFICIENCY OF THE HEAT TRANSFER PROCESS

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

The improvement of heat exchangers (aimed at increasing the efficiency of the heat transfer process) is an urgent modern task for chemical, food and related industries. The efficiency of the heat transfer process in regenerative heat exchangers takes into account the amount of heat transferred (in accordance with the basic heat transfer equation). Efficiency also takes into account the ratio of the energy spent on pumping heat carriers during operation of the heat exchanger to the amount of heat transferred. Pipe-in-pipe heat exchangers have the advantage of changing the cross-sectional area of each of the heat carriers, it is possible to ensure the maximum possible values of heat transfer coefficients. The article presents the design of a «pipe-in-pipe» type heat exchanger, the heat exchanger tube of which is equipped with heat exchange intensifiers - all-metal rods. A comparative assessment of the efficiency of the new heat exchanger was carried out in relation to the standard design used in industry. The results of the comparative assessment are based on data obtained using computer modeling. During computer modeling, equal initial data were set (temperature of heat carriers at the entrance to the heat exchanger, material and overall dimensions of the heat exchanger, volume flow of heat carriers).

Keywords: heat exchanger «pipe in a pipe», intensification of heat transfer, increase in heat transfer surface, dimensions, hydraulic resistance, energy consumption, computer modeling, design, research

Практически ни одно современное производство химической, пищевой и легкой промышленности не обходится без рекуперативных теплообменных аппаратов. Теплообменные аппараты типа «труба в трубе» позволяют за счет изменения площади проходного сечения каждого теплоносителя обеспечить максимальные возможные значения коэффициентов тепло-

передачи, причем соизмеримые по величине (рис. 1). Данные аппараты хорошо зарекомендовали себя за счет высокой надежности (длительного срока безотказной работы), простоты конструкции и способности эксплуатироваться с различными теплоносителями в большом диапазоне рабочих температур и давлений.

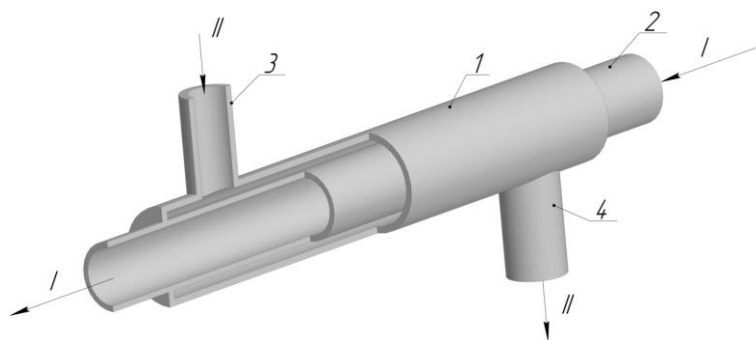


Рис. 1. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе»:
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода второго теплоносителя в межтрубное пространство; 4 – патрубок вывода второго теплоносителя из межтрубного пространства;
I – первый теплоноситель; II – второй теплоноситель

Совершенствование конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе», направленное на повышение эффективности процесса теплопередачи, является актуальной задачей.

Эффективность процесса теплопередачи в теплообменных аппаратах типа «труба в тру-

бе» определяется в соответствии с основным уравнением теплопередачи [1]:

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

где Q – количество передаваемого тепла в аппарате, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); F – площадь поверхности теплопере-

дачи, м^2 ; Δt – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, $^{\circ}\text{C}$.

Величина коэффициента теплопередачи K , используемого в уравнении (1), зависит от величины коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 и определяется из уравнения [1]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}}, \quad (2)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи трубного пространства, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; α_2 – коэффициент теплоотдачи межтрубного пространства, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки теплообменной трубы, м ; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки теплообменной трубы, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $R_{\text{заг}}$ – термическое сопротивление загрязнений на стенке теплообменной трубы, $(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{Вт}$.

Из уравнения (2) следует, что величина коэффициента теплопередачи K всегда меньше, чем величина меньшего из коэффициентов теплоотдачи α_1 , α_2 . Следовательно, рационально повышать величину лимитирующего коэффициента теплоотдачи.

При движении потока теплоносителя в теплообменной трубе и межтрубном пространстве критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи в общем случае имеет вид [1]:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}), \quad (3)$$

где $\text{Nu} = \alpha \cdot d / \lambda_{\text{ст}}$ – критерий Нуссельта (α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; d – диаметр теплообменной трубы и эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м ; $\text{Re} = V \cdot d \cdot \rho / \mu$ – критерий Рейнольдса (V – скорость теплоносителя, $\text{м}/\text{с}$; ρ – плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – динамическая вязкость теплоносителя, $\text{Па} \cdot \text{с}$); $\text{Pr} = c \cdot \mu / \lambda_{\text{ст}}$ – критерий Прандтля (c – теплоемкость теплоносителя, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$).

С ростом скорости теплоносителя повышается величина критерия Рейнольдса Re и в соответствии с уравнением (3) увеличивается критерий Нуссельта Nu и коэффициент теплоотдачи α .

Для проведения сравнительного анализа различных конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» необходимо учитывать также потери энергии на перекачивание теп-

лоносителей в процессе их эксплуатации [1]:

$$W = V_{\text{т}} \cdot \Delta P_{\text{т}} + V_{\text{мт}} \cdot \Delta P_{\text{мт}}, \quad (4)$$

где W – потери энергии на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт ; $V_{\text{т}}$ – объемный расход теплоносителя в трубном пространстве, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta P_{\text{т}}$ – гидравлическое сопротивление в трубном пространстве, Па ; $V_{\text{мт}}$ – объемный расход теплоносителя в межтрубном пространстве, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta P_{\text{мт}}$ – гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве, Па .

Таким образом, для повышения эффективности процесса теплопередачи в теплообменном аппарате можно идти по одному из трех направлений: 1) увеличение площади поверхности теплопередачи F ; 2) повышение лимитирующего коэффициента теплоотдачи α ; 3) снижение величины отношения потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q .

Так как все пути повышения эффективности процесса теплопередачи связаны между собой, наилучшей конструкцией теплообменного аппарата является та, при эксплуатации которой будут одновременно наблюдаться положительные изменения по каждому из направлений при сохранении исходных габаритных размеров или их уменьшении.

Одним из направлений совершенствования конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе», когда коэффициент теплопередачи лимитируется коэффициентом теплоотдачи со стороны межтрубного пространства, является снабжение теплообменной трубы интенсификаторами теплообмена – стержнями, трубами, спиральными лентами и ребрами [2–6]. Наличие интенсификаторов теплообмена на внешней поверхности теплообменной трубы увеличивает как площадь поверхности теплопередачи F , так и коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства α_2 . Альтернативным решением для достижения подобных результатов является изменение профиля теплообменной трубы, например, по патенту [7].

Для проведения сравнительного анализа эффективности процесса теплопередачи в различных теплообменных аппаратах в качестве типовой конструкции рассмотрим теплообменник

$$\frac{\text{ТТОН-1-25/57-1,6/1,6}}{1,6\text{-Г-МЗ-У}} \text{ ТУ 3612-014-00220302-99 [8],}$$

который является однопоточным и неразборным. Кожуховая и теплообменная трубы вы-

полнены гладкими, из стали марки 08Х18Н10Т (АISI 304) [9].

Проведем анализ технологических параметров данного аппарата с использованием компьютерного моделирования. При моделировании зададимся следующими исходными данными: теплоноситель трубного и межтрубного пространств – вода; температура воды на входе в трубное пространство – 60 °С; температура воды на входе в межтрубное пространство – 20 °С; скорость воды в патрубках ввода в трубное и

межтрубное пространства – 1,0 м/с. Длина патрубков межтрубного пространства в компьютерной модели теплообменника принималась равной 155 мм для уменьшения турбулентности потока теплоносителя на входе и выходе из аппарата.

На рис. 2 представлено графическое изображение распределения температуры теплоносителей в поперечном сечении теплообменного аппарата по центру длины труб.

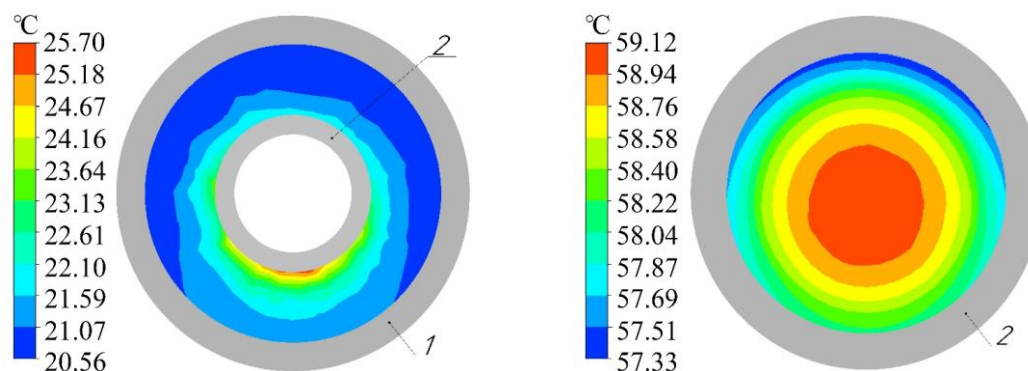


Рис. 2. Распределение температуры теплоносителей в типовой конструкции теплообменного аппарата (поперечное сечение по центру длины труб):
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба

Из результатов компьютерного моделирования процесса теплопередачи в типовом теплообменном аппарате типа «труба в трубе», представленном на рис. 2, следует, что температура потока в поперечном сечении межтрубного пространства распределяется неравномерно, что приводит к уменьшению эффективности процесса теплопередачи.

По результатам проведенного компьютерного моделирования получены следующие данные: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,64 °С; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,04 °С; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве ΔP_T – 869 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве ΔP_{MT} – 1137 Па; объемный расход воды в трубном пространстве V_T – $2,824 \cdot 10^{-4}$ м³/с; объемный расход воды в межтрубном пространстве V_{MT} – $4,506 \cdot 10^{-4}$ м³/с; количество передаваемого тепла Q – 3879,5 Вт; коэффициент теплопередачи K – 579,3 Вт/(м²·°С).

Из полученных данных следует, что отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q в типовой конструкции теплообменного

аппарата типа «труба в трубе» составляет $1,954 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

Дальнейшее моделирование конструкций теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» будем проводить с аналогичными исходными данными.

В первую очередь проведем компьютерное моделирование запатентованной конструкции теплообменного аппарата [5] (рис. 3), которая подробно рассмотрена в статье [10].

Теплообменная труба в данной конструкции теплообменного аппарата снабжена интенсификаторами теплообмена – стержнями цилиндрической формы. Причем стержни могут располагаться как на внутренней, так и на внешней поверхностях теплообменной трубы. Длина, диаметр и количество стержней может быть любым.

Для проведения компьютерного моделирования зададим диаметр стержней равным 6 мм. Стержни расположены по всей длине теплообменной трубы, расстояние между центрами стержней – 50 мм. Моделирование проведем для двух вариантов оребрения теплообменной трубы: только при наружном (рис. 4, А) и при наружном и внутреннем (рис. 4, Б).

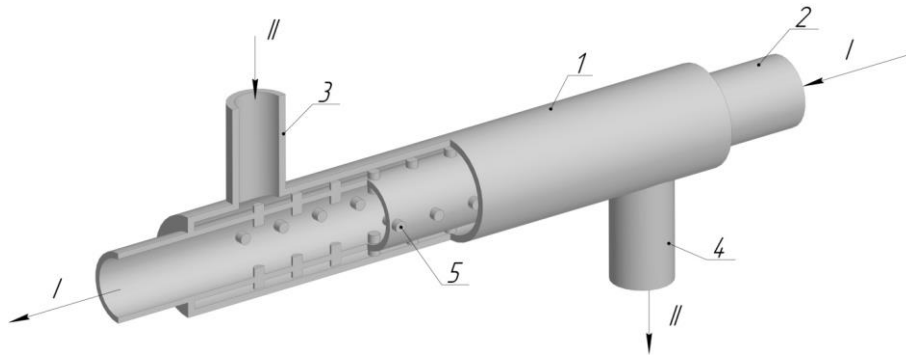


Рис. 3. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» по патенту [5]:

1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – патрубок ввода второго теплоносителя в межтрубное пространство; 4 – патрубок вывода второго теплоносителя из межтрубного пространства; 5 – стержни-интенсификаторы теплообмена; I – первый теплоноситель; II – второй теплоноситель

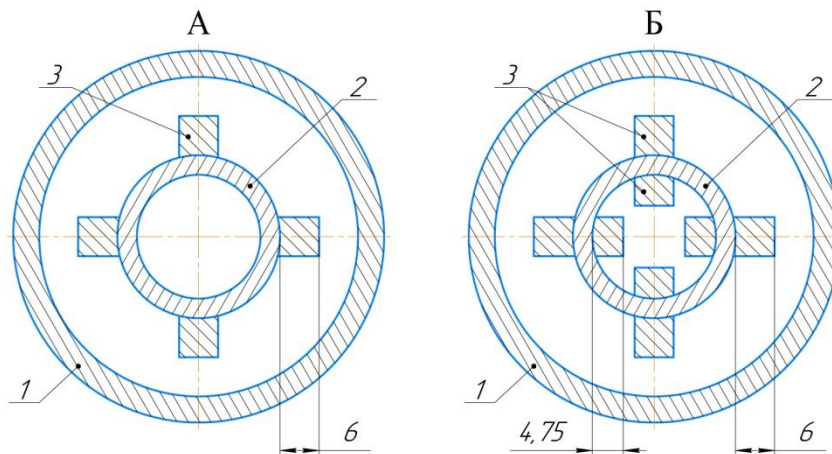


Рис. 4. Поперечное сечение теплообменного аппарата по патенту [5]:

1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – стержни-интенсификаторы теплообмена; А – наружное оребрение теплообменной трубы; Б – наружное и внутреннее оребрение теплообменной трубы

Высота стержней в межтрубном пространстве (6 мм) равна половине расстояния между наружной поверхностью стенки теплообменной трубы и внутренней поверхностью кожуховой трубы. В трубном пространстве высота стержней (4,75 мм) равна половине расстояния от внутренней поверхности теплообменной трубы до ее оси.

Графическое изображение распределения температуры теплоносителей в поперечном сечении данного теплообменного аппарата по центру длины труб представлено на рис. 5.

Полученные данные по распределению температур в межтрубном пространстве новой конструкции теплообменного аппарата типа «труба в трубе», приведенные на рис. 5, показывают, что в поперечном сечении происходит

выравнивание температур теплоносителей, что повышает эффективность процесса теплопередачи по сравнению с типовой конструкцией.

По результатам компьютерного моделирования получены следующие данные при наружном оребрении теплообменной трубы: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,31 °С; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,26 °С; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве $\Delta P_{\text{т}}$ – 869 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве $\Delta P_{\text{мт}}$ – 1261 Па; количество передаваемого тепла Q – 4268,4 Вт; коэффициент теплопередачи K – 634,4 Вт/(м²·°С). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q равно $1,907 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

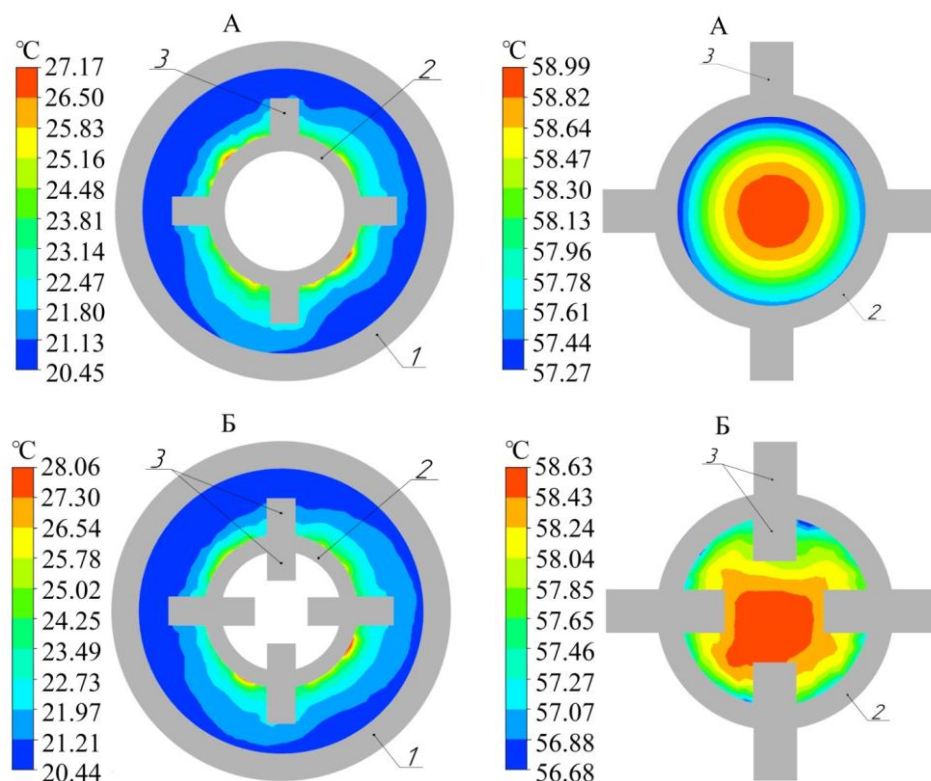


Рис. 5. Распределение температуры теплоносителей в конструкции теплообменного аппарата по патенту [5] (поперечное сечение по центру длины труб):
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; 3 – стержни-интенсификаторы теплообмена;
А – наружное оребрение теплообменной трубы; Б – наружное и внутреннее оребрение теплообменной трубы

При наружном и внутреннем оребрении теплообменной трубы получены следующие результаты: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,16 °С; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,37 °С; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве ΔP_T – 7420 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве ΔP_{MT} – 1261 Па; количество передаваемого тепла Q – 4476,5 Вт; коэффициент теплопередачи K – 610,1 Вт/(м²·°С). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q составляет $5,951 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

При сравнении результатов варианта конструкции теплообменного аппарата с наружным оребрением теплообменной трубы с результатами типовой конструкции можно сделать выводы о повышении эффективности процесса теплопередачи в запатентованной конструкции:

1) количество передаваемого тепла Q увеличилось на 9,11 %;

2) коэффициент теплопередачи K увеличился на 8,68 %;

3) отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству переда-

ваемого тепла Q уменьшилось на 2,36 %, несмотря на увеличение энергетических затрат на перекачивание теплоносителя в межтрубном пространстве.

Для варианта наружного и внутреннего оребрения показатели эффективности процесса теплопередачи будут следующие:

1) количество передаваемого тепла Q увеличилось на 13,34 % в сравнении с типовой конструкцией, и на 4,65 % в сравнении с вариантом только наружного оребрения теплообменной трубы;

2) коэффициент теплопередачи K выше на 5,04 % в сравнении с типовой конструкцией, однако на 3,83 % ниже в сравнении с вариантом только наружного оребрения теплообменной трубы;

3) отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q увеличилось на 67,18 % в сравнении с типовой конструкцией и на 67,95 % в сравнении с вариантом только наружного оребрения теплообменной трубы.

Следовательно, при выборе воды (жидкостей) в качестве теплоносителей можно рекомендовать запатентованную конструкцию теп-

лообменного аппарата при варианте только наружного оребрения теплообменной трубы, что позволит повысить эффективность процесса теплопередачи в сравнении с типовой конструкцией теплообменного аппарата типа «труба в трубе», а именно увеличить количество передаваемого тепла Q и уменьшить отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q .

В статье [10] запатентованная конструкция рекомендована с наружным и внутренним оребрением при выборе воздуха в качестве теплоносителя в трубном и межтрубном пространствах, что очевидно, поскольку вязкость газа намного меньше, чем у жидкости.

Стоит отметить, что предложенное решение по снабжению теплообменной трубы для развития площади ее поверхности без увеличения габаритов теплообменного аппарата может найти свое применение не только в теплообменных аппаратах типа «труба в трубе», но и в других аппаратах химической и смежных отраслей промышленности. К примеру, аппаратами, перспективными к использованию для очистки воды и концентрирования некоторых продуктов (в том числе для организации безотходного производства натуральных продуктов питания), являются криоконцентраторы емкостного типа. Пример одной из современных конструкций такого аппарата представлен в патенте [11]. Эффективность работы данных аппаратов зависит от площади поверхности используемых теплопередающих труб, что подробно показано в статьях [12; 13].

Выводы

1. Эффективность процесса теплопередачи теплообменного аппарата типа «труба в трубе» может быть повышена за счет снабжения теплообменной трубы стержнями-интенсификаторами теплообмена.

2. Проведенные исследования с использованием компьютерного моделирования технологических параметров теплообменного аппарата типа «труба в трубе» показали, что при жидком теплоносителе в теплообменной трубе целесообразно располагать стержни-интенсификаторы теплообмена только на ее наружной поверхности.

3. Расположение стержней-интенсификаторов теплообмена на наружной поверхности теплообменной трубы повышает эффективность процесса теплопередачи от жидкого теплоноси-

теля в сравнении с типовой конструкцией теплообменного аппарата типа «труба в трубе», а именно обеспечивает большее количество передаваемого тепла и уменьшает отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей к количеству передаваемого тепла (несмотря на увеличение энергетических затрат на перекачивание теплоносителя в межтрубном пространстве).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Оборудование нефтегазопереработки, химических и нефтехимических производств: учебник / А. С. Тимонин [и др.]: под. общ. ред. А. С. Тимониной. – 2-е изд., перераб., испр. и доп. – Москва; Вологда : Инфа-Инженерия, 2022. – 948 с.
2. Патент РФ на изобретение № 2042910, МПК F28D 7/10. Теплообменник типа «труба в трубе» / Б. А. Ишков. Оpubл. 27.08.1995. Бюл. № 17.
3. Патент РФ на изобретение № 2502931, МПК F28F 1/42. Теплообменник труба в трубе / И. В. Холодков и др. Оpubл. 27.12.2013. Бюл. № 36.
4. Патент РФ на полезную модель № 125319, МПК F28D 7/10. Теплообменник типа «труба в трубе» / В. Н. Чернов, И. Б. Николаев. Оpubл. 27.02.2013. Бюл. № 6.
5. Патент РФ на полезную модель № 135101, МПК F28D 7/10. Теплообменник типа «труба в трубе» / Е. В. Романова, А. Н. Колиух. Оpubл. 27.11.2013. Бюл. № 33.
6. Патент РФ на полезную модель № 181284, МПК F28D 7/10, F28F 1/42. Устройство трубы для теплообменных аппаратов / А. И. Николаев, И. А. Николаев. Оpubл. 09.07.2018. Бюл. № 19.
7. Патент РФ на полезную модель № 222588, МПК F28D 7/10, F28F 1/06. Теплообменный аппарат типа «труба в трубе» / Н. И. Шувиков, М. Г. Лагуткин, И. Ю. Голованов. Оpubл. 11.01.2024. Бюл. № 2.
8. ТУ 3612-014-00220302-99 Теплообменники труба в трубе. Введ. 01.10.1999. – Москва : АООТ «ВНИИНЕФТЕМАШ», 1999. – 109 с.
9. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с изменениями № 1, 2). Введ. 01.01.1998. – Москва : ИПК издательство стандартов, 1998. – 11 с.
10. Коновалов, В. И. Исследование процесса теплообмена в оребренном трубчатом рекуператоре / В. И. Коновалов, Е. В. Романова, А. Н. Колиух // Вестник ТГТУ. – 2012. – Т. 18, № 4. – С. 876–880.
11. Патент РФ на полезную модель № 219187, МПК B01D 9/04. Емкостной криоконцентратор / М. А. Угольникова, В. Б. Сапожников, В. В. Чернявская, И. Ю. Голованов. Оpubл. 04.07.2023. Бюл. № 19.
12. Ugolnikova, M. A. Dynamics of Water Ice Formation during the Operation of Vessel Cryoconcentrators / M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2021. – Vol. 57. – P. 561–566.
13. Sapozhnikov, V. B. Evaluating the Performance of Low-Temperature Liquid Separation Devices with Two-Stage Refrigeration and Pre-Cooling / V. B. Sapozhnikov, M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59. – P. 134–138.

УДК 621.793.184

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-26-30

*А. С. Соколов, А. Д. Будная, А. М. Юрицына, И. Ю. Голованов***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАТЕКАТЕЛЯ ГАЗА
ДЛЯ УСТАНОВКИ ВАКУУМНОГО НАПЫЛЕНИЯ****Московский политехнический университет, Москва, Россия**

sasghm@mail.ru, budnayaad@mail.ru, nastyaoffender@mail.ru, igol95@yandex.ru

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

В статье рассмотрена одна из современных конструкций натекателя газа для установки вакуумного напыления. Отмечены недостатки данной конструкции. В частности, наблюдается значительная деформация капиллярной трубки, обеспечивающей непрерывную подачу инертного газа в вакуумную камеру установки. С использованием компьютерного моделирования определена величина деформации капиллярной трубки, отмечена возможность ее пластической деформации (смятия), что приведет к затруднению или исключению движения инертного газа в трубке. Также отмечено отсутствие контроля непрерывности подачи инертного газа в вакуумную камеру. На основании проведенного анализа натекателя газа даны предложения по совершенствованию его конструкции. Поперечное сечение капиллярной трубки в новой конструкции натекателя выполнено в форме геометрической фигуры – кардиоиды. С использованием компьютерного моделирования получены результаты, показывающие уменьшение деформации трубки такого сечения и снижение возможности ее пластической деформации в сравнении с капиллярной трубкой круглого сечения. При этом трубки с сечением в форме кардиоиды не увеличивают затраты материала и не усложняют конструкцию натекателя. Предложенная конструкция натекателя газа для установки вакуумного напыления запатентована, что подтверждает новизну и практическую значимость предложенных решений.

Ключевые слова: аппаратное оформление, эксплуатационная надежность, вакуумное напыление, конструкция, деформация, компьютерное моделирование

*A. S. Sokolov, A. D. Budnaya, A. M. Iuritsyna, I. Yu. Golovanov***DEVELOPMENT OF A GAS FEEDER OF A VACUUM DEPOSITION INSTALLATION****Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia**

The article presents one of the modern designs of a gas feeder of a vacuum deposition installation. The disadvantages of the design are noted. There is a deformation of the capillary tube, which provides a continuous supply of inert gas to the vacuum chamber of the installation. The amount of deformation of the capillary tube was determined using computer modeling. The possibility of plastic deformation of the capillary tube (crumpling) is noted, which will lead to difficulty or exclusion of the movement of the inert gas into the vacuum chamber. It was also noted that there was no control over the continuity of the inert gas supply to the vacuum chamber. Based on the analysis of the gas feeder, suggestions for improving the design are presented. The cross section of the capillary tube in the new design has the shape of a geometric figure – a cardioid. Using computer modeling, a decrease in the deformation of the cardioid capillary tube is shown. A decrease in the possibility of plastic deformation of the cardioid capillary tube (in comparison with a round capillary tube) is shown. At the same time, cardioid tubes do not increase material costs and do not complicate the design of the feeder. The new design of the gas feeder of a vacuum deposition installation has been patented, which confirms the novelty and practical significance of the proposed solutions.

Keywords: installation by devices, reliability of operation, vacuum deposition, construction, deformation, computer modeling

Процесс ионно-плазменного вакуумного напыления позволяет получать тонкие пленки материала на поверхностях изделия путем его распыления с помощью газоразрядной плазмы в вакуумной камере. Давление в вакуумной камере регулируется в диапазоне от $1,33 \cdot 10^{-3}$ до $1,33 \cdot 10^{-4}$ Па, после чего ее заполняют инертным газом, к примеру аргоном, давление которого регулируется в диапазоне от $1,33 \cdot 10^{-1}$ до

13,3 Па. При подаче высокого напряжения к электродам внутри вакуумной камеры возникает электрическое поле, ионизирующее инертный газ. При достаточной энергии положительные ионы инертного газа распыляют катод. Распыленные частицы, двигаясь по направлению к поверхности изделия, оседают на ней и образуют пленку. С использованием процесса вакуумного напыления возможно на-

несение различных металлов, сплавов, химических соединений, а также многослойных структур из различных материалов [1; 2]. Совершенствование аппаратного оформления установок вакуумного напыления является актуальной задачей.

Одним из основных устройств является натекаль газа, обеспечивающий непрерывную подачу инертного газа в вакуумную камеру установки. Рассмотрим одну из запатентованных конструкций натекаль газа для установки вакуумного напыления (рис. 1) [3].

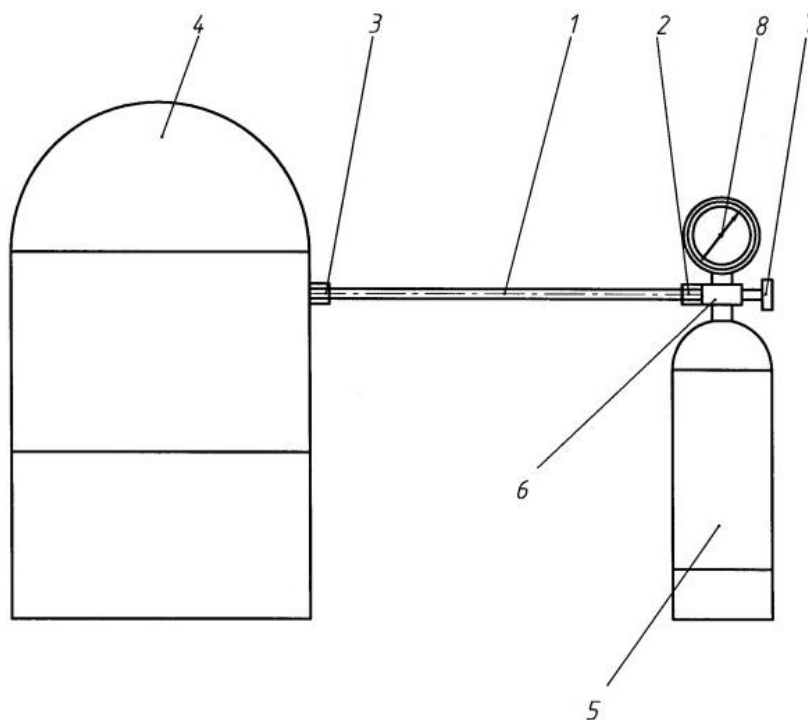


Рис. 1. Натекаль газа для установки вакуумного напыления по патенту [3]:
1 – капиллярная трубка; 2, 3 – штуцеры; 4 – вакуумная камера установки ионно-плазменного напыления; 5 – газовый баллон высокого давления; 6 – редуктор подачи газа из баллона в вакуумную камеру; 7 – кран редуктора подачи газа; 8 – манометр редуктора подачи газа

Данный натекаль газа отличается простотой конструкции и изготовления. Малое количество и отсутствие подвижных элементов положительно влияют на эксплуатационную надежность натекаль. Среди особенностей конструкции стоит отметить капиллярную трубку, внутренний диаметр которой от 0,1 мм до 1,0 мм и длина от 0,5 м до 2,0 м. Количество подаваемого в вакуумную камеру газового потока регулируется редуктором, а также выбором внутреннего диаметра и длины капиллярной трубки.

При столь малом диаметре трубка имеет значительную длину, что может приводить к ее

провисанию под собственным весом и влиять на подачу газа в вакуумную камеру.

Проанализируем величину деформации капиллярных трубок, полученную с использованием компьютерного моделирования при длине 0,5 м и 2 м. По нормативному документу [4] принимаем медные трубки группы А (для общих целей) с плотностью меди 8,9 кг/м³ с учетом заданного в конструкции натекаль диапазона диаметра капиллярной трубки (см. таблицу). Для удобства дальнейшего отображения результатов моделирования трубкам присвоим буквенные обозначения.

Характеристики медных капиллярных трубок

Обозначение трубки	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И
Наружный диаметр трубки, мм	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	2,0	2,5
Внутренний диаметр трубки, мм	0,2	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,75	0,8
Толщина стенки трубки, мм	0,5	0,425	0,4	0,375	0,35	0,325	0,3	0,625	0,85
Масса трубки длиной 0,5 м, г	4,9	4,6	4,5	4,3	4,2	4,0	3,8	12,1	19,7
Масса трубки длиной 2,0 м, г	19,7	18,5	18,0	17,4	16,7	16,0	15,2	48,3	78,8

Моделирование деформации трубок проведем с использованием программного комплекса «SolidWorks». При моделировании коэффици-

ент Пуассона для меди принимаем равным 0,345. Результаты компьютерного моделирования представлены на рис. 2.

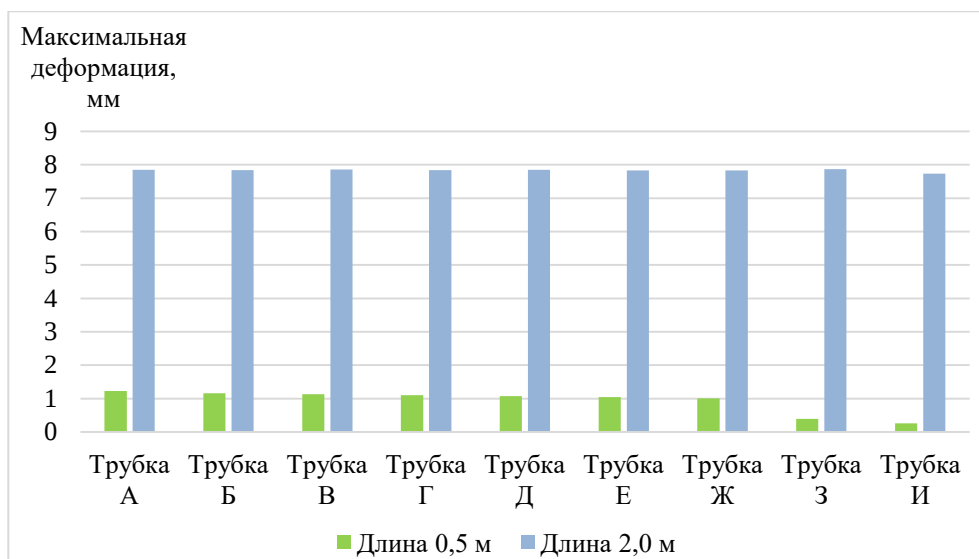


Рис. 2. Гистограмма деформации капиллярных трубок круглого сечения

По результатам компьютерного моделирования можно сделать вывод о значительной деформации капиллярных трубок. При длине трубки 0,5 м наблюдается деформация в диапазоне 10,5–102,2 % от ее наружного диаметра; при длине 2,0 м – в диапазоне 309,3–652,1 %. Столь сильное провисание капиллярной трубки под собственным весом может привести к ее пластической деформации. В свою очередь, пластическая деформация может привести к затруднению или исключению подачи газа в вакуумную камеру. При этом средства визуального контроля за процессом подачи инертного газа в натекателе газа, за исключением манометра, отсутствуют. Определить уменьшение или отсутствие подачи газа в случае пластической деформации трубки по манометру невозможно, так как он показывает давление на выходе из баллона высокого давления.

Снабжение натекателя газа расходомером позволит усовершенствовать его конструкцию без значительного усложнения. Расходомер позволяет контролировать процесс подачи газа в вакуумную камеру и более точно его регулировать. Уменьшения деформации капиллярной трубки можно добиться за счет изменения формы ее поперечного сечения.

Рассмотрим капиллярную трубку с поперечным сечением в форме кардиоиды и определим ее деформацию с использованием компьютерного моделирования. Впишем кардиоид

ду в окружность круглых трубок из таблицы при равенстве толщины их стенок, тогда массы круглых трубок и трубок-кардиоид будут равны. Внутреннее сечение трубок-кардиоид будет меньше на 11,4–12,4 % в сравнении с круглыми трубками. Для уменьшения деформации трубок ребро жесткости – касп кардиоиды должно быть расположено сбоку. Поперечное сечение трубки-кардиоиды представлено на рис. 3.

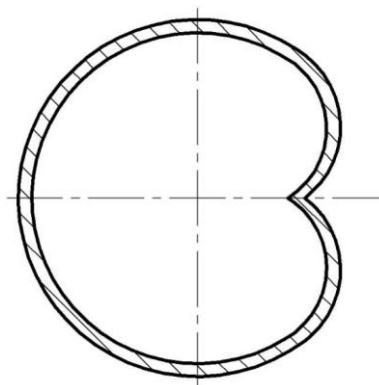


Рис. 3. Поперечное сечение капиллярной трубки-кардиоиды

Полученные результаты показывают, что при равенстве геометрических параметров и массы исключается возможность пластической деформации – смятия трубок-кардиоид, что обеспечивает непрерывность подачи газа в вакуумную камеру. Также наблюдается уменьшение

деформации трубок-кардиоид более чем на 3 % в сравнении с трубками круглого сечения.

Таким образом, предлагаемые решения позволяют усовершенствовать конструкцию натекателя газа для установки вакуумного напыления. Уменьшение деформации капиллярной трубки достигается за счет изменения формы ее поперечного сечения. При этом масса трубок, а следовательно, и материалоемкость натекателя газа не изменятся. Наличие ребра жесткости у капиллярной трубки (каспа

кардиоиды) исключает ее пластическую деформацию (смятие).

Использование редуктора с расходомером позволяет более точно регулировать подачу газа в вакуумную камеру, а также производить визуальный контроль за процессом.

Новизна и практическая значимость полученных результатов подтверждены патентом на полезную модель [5]. На рис. 4 представлена запатентованная конструкция натекателя газа для установки вакуумного напыления.

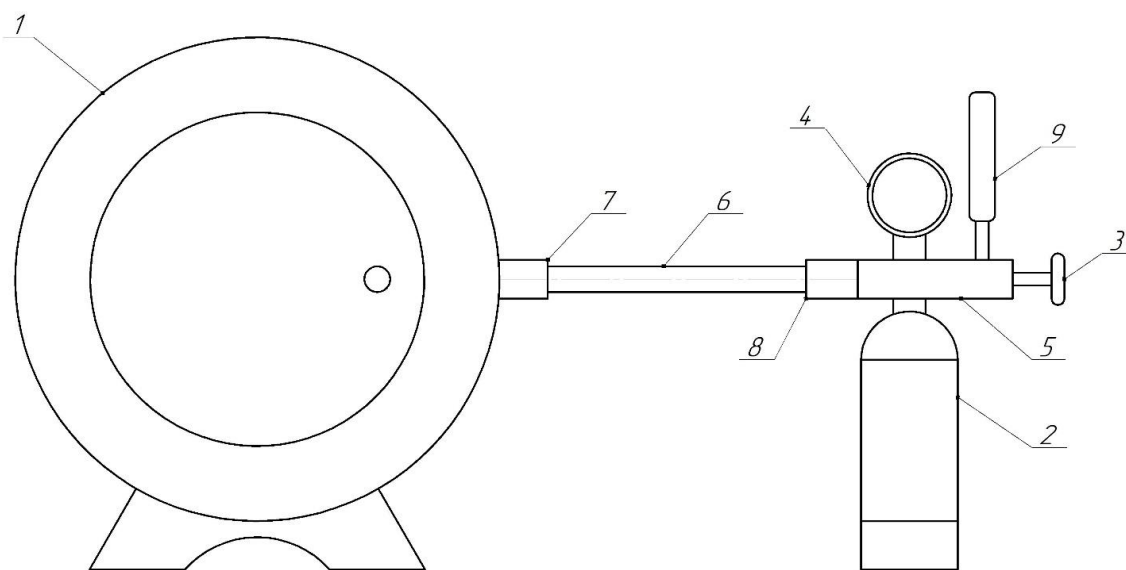


Рис. 4. Натекатель газа для установки вакуумного напыления по патенту [5]:

1 – вакуумная камера установки ионно-плазменного напыления; 2 – газовый баллон высокого давления; 3 – кран редуктора подачи газа; 4 – манометр редуктора подачи газа; 5 – редуктор подачи газа из баллона в вакуумную камеру; 6 – капиллярная трубка; 7, 8 – штуцеры; 9 – расходомер редуктора подачи газа

Стоит отметить, что предложенное техническое решение по замене труб круглого сечения на трубы с сечением в форме эллипсоида (или ее частного случая – кардиоиды) может найти свое применение не только в установках ионно-плазменного напыления, но и в других аппаратах химической, нефтехимической и пищевой промышленности. К примеру, в емкостных криоконцентраторах [6–8] для интенсификации процесса намораживания льда.

Кардиоиды запатентованы в качестве элемента массообменной насадки [9]. Такая форма позволяет получать как насыпные, так и регулярные насадки и интенсифицирует процесс массообмена (в частности абсорбции) в насадочном аппарате в сравнении с насадками из элементов схожей формы (кольца Рашига, кольца Лессинга, кольца с крестообразной перегородкой).

Теплообменные трубы в форме эллипсоида с четырьмя каспами представлены в патенте на кожухотрубчатый теплообменный аппарат

[10]. Такая форма теплообменных труб позволяет интенсифицировать теплообмен между теплоносителями за счет увеличения площади поверхности теплопередачи и турбулизации потока теплоносителя в межтрубном пространстве в сравнении с типовой конструкцией аппарата.

Техническое решение по выполнению фильтрующего элемента с поперечным сечением в форме эллипсоида с количеством каспов не менее четырех, описанное в патенте [11], позволяет повысить производительность устройств для разделения суспензий.

Таким образом, в результате проведенного исследования показана значительная деформация одного из основных элементов конструкции натекателя газа для установки вакуумного напыления – капиллярной трубки, обеспечивающей непрерывную подачу инертного газа в вакуумную камеру. Анализ проводился на основании компьютерного моделирования стандартных медных капиллярных трубок.

С учетом большой длины (от 0,5 м до 2,0 м) и малого внутреннего диаметра (от 0,1 мм до 1,0 мм) возможна пластическая деформация трубки в процессе эксплуатации. Деформация приведет к затруднению или исключению подачи газа в вакуумную камеру, что негативно сказывается на эксплуатационной надежности установки в целом.

Предложенные в данной статье решения позволяют усовершенствовать конструкцию натекавателя газа для установки вакуумного напыления без ухудшения его основного достоинства – простоты конструкции и изготовления.

По результатам компьютерного моделирования было показано, что капиллярные трубки с поперечным сечением в форме кардиоиды меньше деформируются под собственным весом в сравнении с трубками круглого сечения (при равной массе трубок). При этом ребро жесткости – касп кардиоиды исключает пластическую деформацию трубок, обеспечивая непрерывность работы натекавателя газа.

Снабжение натекавателя газа редуктором с расходомером позволяет более точно регулировать и контролировать процесс подачи инертного газа в вакуумную камеру, обеспечивая стабильность работы всей установки вакуумного напыления.

Усовершенствованная конструкция натекавателя газа для установки вакуумного напыления защищена патентом на полезную модель.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Майссел, Л. Технология тонких пленок: справочник. Т. 1 / Л. Майссел, Р. Глэнг. – пер. с англ. – Москва : Советское радио, 1977. – 662 с.
2. Достанко, А. П. Плазменная металлизация в вакууме / А. П. Достанко, С. В. Грушецкий, Л. И. Киселевский и др. – Минск : Наука и техника, 1983. – 279 с.
3. Патент РФ на полезную модель № 141916, МПК C23C 14/56. Натекатель газа для установки вакуумного напыления / Д. Д. Соболев, Ю. Ф. Корнев, Г. Г. Костылев. Оpubл. 20.06.2014. Бюл. № 17.
4. ГОСТ 2624-2016 Трубки медные и латунные капиллярные. Технические условия. Введ. 01.04.2017. – Москва : Стандартинформ, 2017. – 11 с.
5. Патент РФ на полезную модель № 222169, МПК C23C 14/56. Натекатель газа для установки вакуумного напыления / А. Д. Будная, И. Ю. Голованов. Оpubл. 13.12.2023. Бюл. № 35.
6. Ugolnikova, M. A. Dynamics of Water Ice Formation during the Operation of Vessel Cryoconcentrators / M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2021. – Vol. 57. – P. 561–566.
7. Sapozhnikov, V. B. Evaluating the Performance of Low-Temperature Liquid Separation Devices with Two-Stage Refrigeration and Pre-Cooling / V. B. Sapozhnikov, M. A. Ugolnikova, V. V. Chernyavskaya // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59. – P. 134–138.
8. Патент РФ на полезную модель № 219187, МПК B01D 9/04. Емкостной криоконцентратор / М. А. Угольникова, В. Б. Сапожников, В. В. Черныавская, И. Ю. Голованов. Оpubл. 04.07.2023. Бюл. № 19.
9. Патент РФ на полезную модель № 222955, МПК B01J 19/30. Элемент насадки для насадочных аппаратов / Г. А. Бусыгин, И. Ю. Голованов. Оpubл. 24.01.2024. Бюл. № 3.
10. Патент РФ на полезную модель № 225555, МПК F28D 7/16, F28F 1/06. Кожухотрубчатый теплообменный аппарат / А. М. Сехина, И. Ю. Голованов. Оpubл. 24.04.2024. Бюл. № 12.
11. Патент РФ на изобретение № 2817866, МПК B01D 17/0217, B01D 33/11. Устройство для разделения суспензий / А. В. Козлов, М. Г. Лагуткин, И. Ю. Голованов. Оpubл. 22.04.2024. Бюл. № 12.

УДК 66.067.57

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-30-36

Л. А. Ильина, В. А. Смирнов, С. Ю. Яценко

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ПОЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД ГАЛЬВАНИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА С ПРИМЕНЕНИЕМ ФЛОКУЛЯТИВНОГО МЕТОДА

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

vgtupaph@gmail.com, avdkmi23er@gmail.com, dgain99@gmail.com

Автор, ответственный за переписку: Людмила Александровна Ильина, vgtupaph@gmail.com

В статье освещены вопросы эффективной очистки сточных вод гальванического производства в центробежном поле. Рассмотрена типовая технологическая схема участка очистки сточных вод гальванического производства. Проанализирована существующая математическая модель течения жидкой среды внутри ротора осадительной центрифуги и обоснована нецелесообразность ее использования для определения оптимальных технологических параметров процесса центробежного разделения неоднородной среды в центробежном поле. На основе анализа результатов экспериментальных исследований, полученных другими авторами, разработана стохастическая математическая модель для определения коэффициента очистки в осадительной центрифуге от расхода стоков гальванического производства на этапе их предварительной очистки как с применением флокулянта, так и без него. Получена интерполяционная формула, позволяющая установить косвенную связь между коэффициентом очистки и концентрацией флокулянта, использование которой

позволит значительно сократить количество опытов для определения оптимальной концентрации флокулянта на предварительном этапе очистки сточных вод гальванического производства. Предложен вариант модернизации аппаратного оформления типовой технологической схемы участка гальванического производства путем замены механической очистки на электрохимическую, что позволит повысить эффективность очистки сточных вод от ионов шестивалентного хрома Cr^{6+} , относящихся к I классу опасности, до 95 %.

Ключевые слова: гальваническое производство, сточные воды, флокулянт, центробежное поле, эффективность очистки, осадительная центрифуга, математическая модель

L. A. Ilina, V. A. Smirnov, S. Y. Yashchenko

EVALUATION OF THE INFLUENCE OF CENTRIFUGAL FIELD ON TREATMENT EFFICIENCY OF GALVANIC PRODUCTION WASTEWATER USING THE FLOCCULATION METHOD

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

In the article the questions of effective treatment of the galvanic production wastewater in the centrifugal field are considered. A typical technological scheme of galvanic production wastewater treatment area is considered. The existing mathematical model of liquid medium flow inside the rotor of sedimentation centrifuge has been analyzed and its inexpediency of its use for determination of optimal technological parameters of the process of centrifugal separation of inhomogeneous medium in centrifugal field has been substantiated. On the basis of analysis of the results of experimental studies obtained by other authors, a stochastic mathematical model for determining the purification coefficient in the sedimentation centrifuge from the flow rate of galvanic production effluents at the stage of their preliminary purification, both with and without the use of flocculant is developed. An interpolation formula is obtained, which allows to establish an indirect relationship between the purification coefficient and flocculant concentration, the use of which will significantly reduce the number of experiments to determine the optimal concentration of flocculant at the preliminary stage of wastewater treatment of galvanic production. A variant of modernization of hardware design of a typical technological scheme of the galvanic production site by replacing mechanical treatment with electrochemical treatment is proposed, which will increase the efficiency of wastewater treatment from hexavalent chromium ions Cr^{6+} , belonging to the I class of danger, up to 95 %.

Keywords: galvanic production, wastewater, flocculant, centrifugal field, purification efficiency, sedimentation centrifuge, mathematical model

Гальваническое производство тесно связано с потреблением технической воды в качестве технологического сырья. Водоемкими являются промывочные операции, применяемые для снижения концентрации раствора на поверхности обрабатываемых деталей, выносимого из технологических ванн. Таким образом, гальваническое производство является источником формирования значительного объема опасных сточных вод [1; 2].

Отработанные электролиты гальванических участков характеризуются высоким содержанием металлов, поэтому практический интерес представляет выделение ценных компонентов из отработанных растворов и возврат их в производство [3]. Очистка стоков гальванического производства осуществляется в несколько этапов [1]:

- предварительный, позволяет уловить крупные частицы загрязняющих веществ, осуществляется механическими методами очистки (фильтрование, разделение в осадительных центрифугах);

- завершающий, позволяет повысить эффективность очистки до требуемого уровня ПДК сточных вод, осуществляется химическими и электрохимическими методами очистки.

На эффективность очистки сточных вод гальванического производства оказывает значительное влияние множество факторов на каждом из этапов.

Анализ гидродинамики процесса центрифугирования [4; 5] показывает, что существует три основных регулируемых параметра, определяющих качество очистки растворов: угловые частоты вращения ротора центрифуги и шнека выгрузки, а также расход суспензии.

В настоящее время авторами работ [4; 5] получена математическая модель течения среды внутри ротора центрифуги, базирующаяся на теории слоистого (ламинарного) течения жидкости.

В цилиндрической системе координат закономерности для определения тангенциальной v_φ и осевой v_z составляющих скорости потока жидкости в зависимости от текущего радиуса r находят путем интегрирования уравнений Навье – Стокса [4; 5]:

$$v_\varphi = v_{\varphi 0} \cdot \left(\frac{r_{pT} - r}{r_{pT} - r_0} \right); \quad (1)$$

$$v_z = v_{z 0} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t_{\text{ин}}}{r_{pT} - r} \right) \cdot \left(\frac{r_{pT}}{r_0} - 1 \right), \quad (2)$$

где $v_{\varphi 0}$ – тангенциальная скорость потока жидкости на ее свободной поверхности; $t_{\text{шн}}$ – длина захода шнека; r_{pT} – радиус обечайки ротора; r_0 – радиус свободной поверхности жидкости внутри ротора.

Толщину подвижного слоя определяют по формуле:

Время осаждения частиц твердой фазы в роторе центрифуги находят с помощью формулы:

$$\tau_{\text{ц}} = 18 \cdot \frac{\rho \cdot v}{\omega^2 \cdot d^2 \cdot (\rho_T - \rho) \cdot \varepsilon^{4,75}} \cdot \ln \frac{r_{pT}}{r_0} + 1,18 \cdot \sqrt{\frac{r_{pT} \cdot \rho}{\omega^2 \cdot d^2 \cdot (\rho_T - \rho) \cdot \varepsilon^{4,75}}} - \left(1 - \frac{r_0}{r_{pT}}\right), \quad (4)$$

где ω – угловая частота вращения ротора; d – диаметр частиц твердой фазы; ε – порозность твердой фазы; ρ_T , ρ – плотность твердой фазы и жидкости соответственно; v – кинематическая вязкость жидкости.

Время выгрузки осадка из центрифуги определяют по формуле:

$$\tau_{\text{с}} = \frac{i_{\text{шн}} \cdot n}{v_{\text{тр}}}, \quad (5)$$

где $i_{\text{шн}}$ – длина шага шнека; n – эффективное число витков шнека, участвующих в транспортировке осажденных частиц твердой фазы; $v_{\text{тр}}$ – скорость транспортировки осадка.

Математическая модель, представленная выражениями (1)–(5), справедлива для ламинарного режима течения идеальной жидкости. Кроме того, в ней пренебрегают радиальной составляющей скорости потока жидкости v_r , в силу чего поправочный коэффициент k в формуле (3) определяется экспериментально. Поэтому использовать данную математическую модель для определения оптимального режима работы промышленной центрифуги с таким количеством допущений весьма затруднительно.

Таким образом, разработка достоверной математической модели для определения параметров эффективного разделения частиц твердой фазы в центробежном поле в процессе очистки сточных вод гальванического производства является актуальной задачей и представляет собой цель настоящей работы.

Рассмотрим типовую технологическую схему участка очистки сточных вод гальванического производства (рис. 1).

На данном участке предусмотрена двухступенчатая система очистки, состоящая из осадительной горизонтальной центрифуги со шнековой выгрузкой осадка (ОГШ) и двух отстойников. Для повышения эффективности очистки на предварительном этапе применяется флокулянт

$$\delta_{\text{н.сл}} = k \cdot \left(\frac{Q}{\omega_{\text{от}} \cdot \sqrt{F_r}} \right)^{1/3}, \quad (3)$$

где k – эмпирический поправочный коэффициент ($k = 0,5-1,0$); Q – расход суспензии; $\omega_{\text{от}}$ – угловая частота отстаивания вращения шнека от вращения ротора; F_r – фактор разделения.

(например полиакриламид-гель технический марки «Аммиачный»), позволяющий укрупнить частицы загрязняющего вещества и повысить эффективность разделения сред. Необходимо отметить, что оптимальная концентрация флокулянта определяется в процессе пробного флокулирования при проведении пуско-наладочных работ на участке. После хромирования промывные воды содержат в среднем 10–100 мг/л ионов шестивалентного хрома Cr^{6+} и 1–15 мг/л ионов других металлов.

В работе [6] исследован процесс очистки пульпы в центробежном поле, состоящей из раствора солей тяжелых металлов и нерастворенных промышленных отходов, состоящих из песка (SiO_2 с примесями соединений Ti, Al, Fe, Ca, Mn, Mg, Cr) и различных шламов. В качестве флокулянта использовались синтетические полиэлектролиты. Центробежное разделение выполнялось на центрифуге ОГШ-353К-09.

На рис. 2 представлены графики зависимости коэффициента очистки $K_{\text{оч}}$ (отношения массы твердой фазы в единице объема жидкой фазы до и после процесса разделения) раствора, обработанного флокулянтом, от расхода подаваемого в центрифугу сырья, полученные в результате выполнения экспериментальных исследований. Необходимо отметить, что коэффициент $K_{\text{оч}}$ является одним из основных критериев эффективности разделения твердой и жидкой фаз.

Из рис. 2 видно, что эффективность очистки пульпы от тяжелых металлов в центробежном поле с использованием флокулянта снижается при увеличении объемной производительности центрифуги. По всей видимости, это обстоятельство связано с увеличением времени пребывания флоккул в кольцевом слое жидкости внутри ротора при их вынужденном движении в центробежном поле, в про-

цессе которого они разрушаются. Таким образом, при объемной производительности

$Q = 2,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более использование флокулянта нецелесообразно.

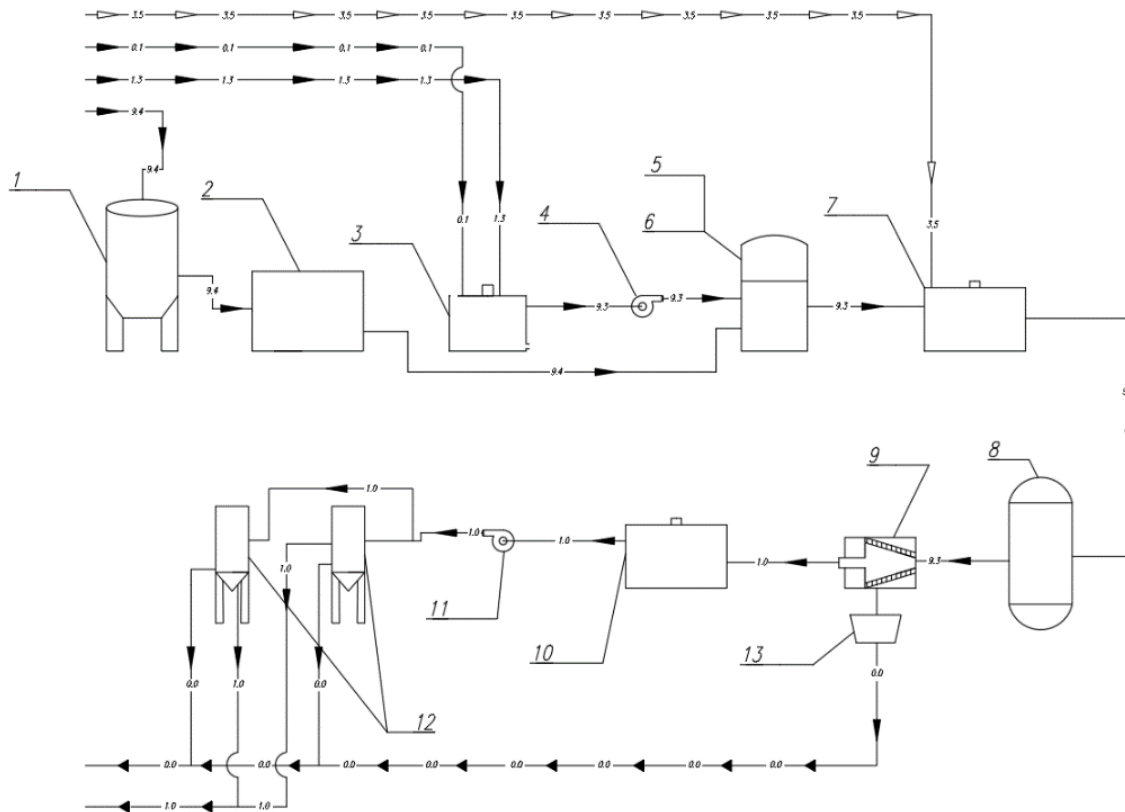


Рис. 1. Типовая технологическая схема участка очистки сточных вод гальванического производства:
1 – шламоприемник; 2, 6 – емкости подготовки осадка; 3 – установка приготовления флокулянта; 4, 11 – насосы; 5 – коллектор флокулянта; 7 – коллектор барботаж; 8 – бак дозирования осадка; 9 – осадительная центрифуга; 10 – бак фугата; 12 – отстойники-осветлители; 13 – технологическая тара

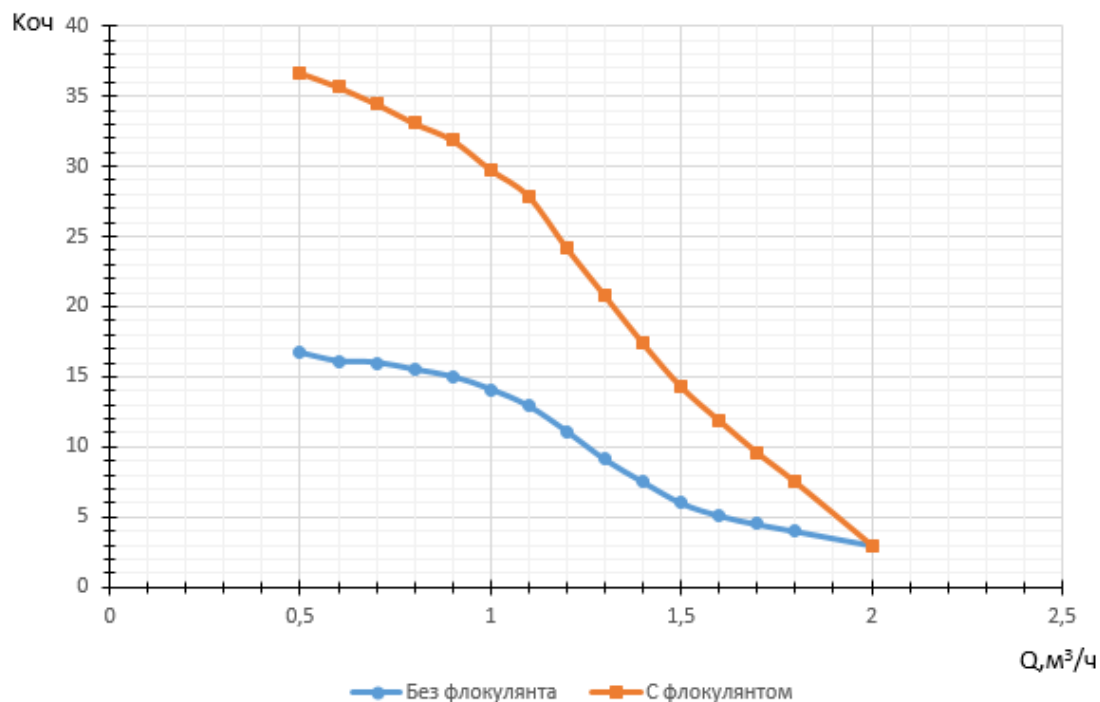


Рис. 2. Графики зависимости коэффициента очистки $K_{оч}$ от расхода сырья Q , поступающего в центрифугу ОГШ-353К-09, работающую в номинальном режиме [6]

Математическая обработка экспериментальных данных рис. 2 [6] ставила своей целью получить полиномиальные уравнения вида:

$$K_{оч} = f(Q) = a + b \cdot Q + c \cdot Q^2 + d \cdot Q^3 + e \cdot Q^4 + g \cdot Q^5. \quad (6)$$

В результате были получены зависимости для определения коэффициента очистки сточных вод от объемной производительности центрифуги:

– без использования флокулянта:

$$K_{оч} = 64,44 - 253,09 \cdot Q + 504,77 \cdot Q^2 - 471,90 \cdot Q^3 + 202,22 \cdot Q^4 - 32,33 \cdot Q^5; \quad (7)$$

– с использованием флокулянта:

$$K_{оч} = 100,49 - 326,58 \cdot Q + 637,21 \cdot Q^2 - 593,25 \cdot Q^3 + 252,11 \cdot Q^4 - 40,03 \cdot Q^5. \quad (8)$$

На рис. 3 представлены графики уравнений (7) и (8) в сравнении с экспериментальными данными [6].

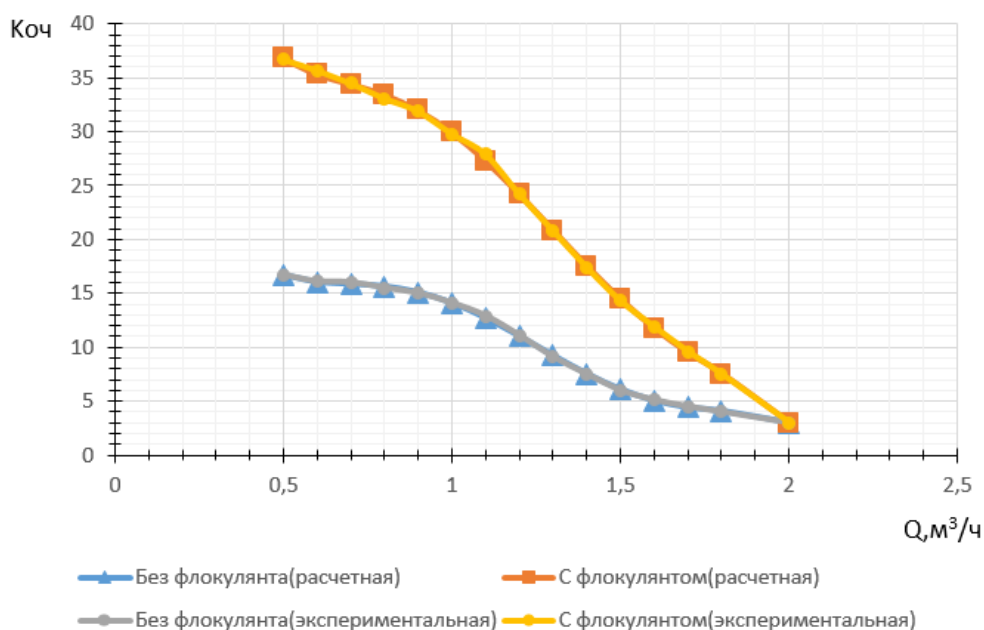


Рис. 3. Графики уравнений (7) и (8) в сравнении с экспериментальными данными [6]

Значения статистических параметров уравнений (7) и (8)

Статистический параметр	Номер уравнения	
	(7)	(8)
Средняя относительная ошибка, %	0,90	0,74
Минимальная относительная ошибка, %	–2,17	–2,11
Максимальная относительная ошибка, %	+1,91	+1,13
Табличное значение критерия Кохрена	0,33	
Расчетное значение критерия Кохрена	0,14	0,14
Табличное значение критерия Стьюдента	2,04	
Расчетное значение критерия Стьюдента для коэффициента a	30046	9923
Расчетное значение критерия Стьюдента для коэффициента b	118004	32248
Расчетное значение критерия Стьюдента для коэффициента c	235352	62921
Расчетное значение критерия Стьюдента для коэффициента d	220026	58579
Расчетное значение критерия Стьюдента для коэффициента e	94285	24894
Расчетное значение критерия Стьюдента для коэффициента g	15075	3952
Табличное значение критерия Фишера	2,21	
Расчетное значение критерия Фишера	1,46	1,24

В таблице приведены основные результаты корреляционного и регрессионного анализа экспериментальных данных [6].

Сравнение расчетных и критических значений статистических критериев в таблице позволяет сделать вывод о том, что уравнения регрессии (7) и (8) адекватны и все их коэффициенты значимы.

Уравнения (7) и (8) представляют собой стохастическую математическую модель для определения параметров эффективного разделения частиц твердой фазы в центробежном поле в процессе очистки сточных вод гальванического производства.

В работе [7] предложен вариант модернизации аппаратного оформления типовой технологической схемы участка гальванического производства (рис. 4) путем замены механической очистки в нескольких отстойниках-осветлителях (поз. 12 на рис. 1) на электрохимическую в одном электролизере (поз. 12 на рис. 4), что позволит повысить эффективность очистки сточных вод от ионов шестивалентного хрома Cr^{6+} , относящихся к I классу опасности, до 95 %.

Также необходимо отметить, что в работе [6] концентрация флокулянта была постоянной, которая очевидно с некоторым запасом превышала концентрацию порога флокуляции. Как правило, на практике этот запас стремятся минимизировать для сокращения финансовых затрат на закупку флокулянта.

Разработанная математическая модель позволяет косвенно установить связь между коэффициентом очистки и концентрацией флокулянта. Пусть в процессе экспериментальных исследований получены уравнения для определения коэффициента очистки:

– без использования флокулянта (концентрация равна нулю):

$$K_{oc,0} = a_0 + b_0 \cdot Q + c_0 \cdot Q^2 + d_0 \cdot Q^3 + e_0 \cdot Q^4 + g_0 \cdot Q^5; \quad (9)$$

– с использованием флокулянта при его максимальной концентрации (из расчета наибольшей эффективности очистки):

$$K_{oc,max} = a_{max} + b_{max} \cdot Q + c_{max} \cdot Q^2 + d_{max} \cdot Q^3 + e_{max} \cdot Q^4 + g_{max} \cdot Q^5. \quad (10)$$

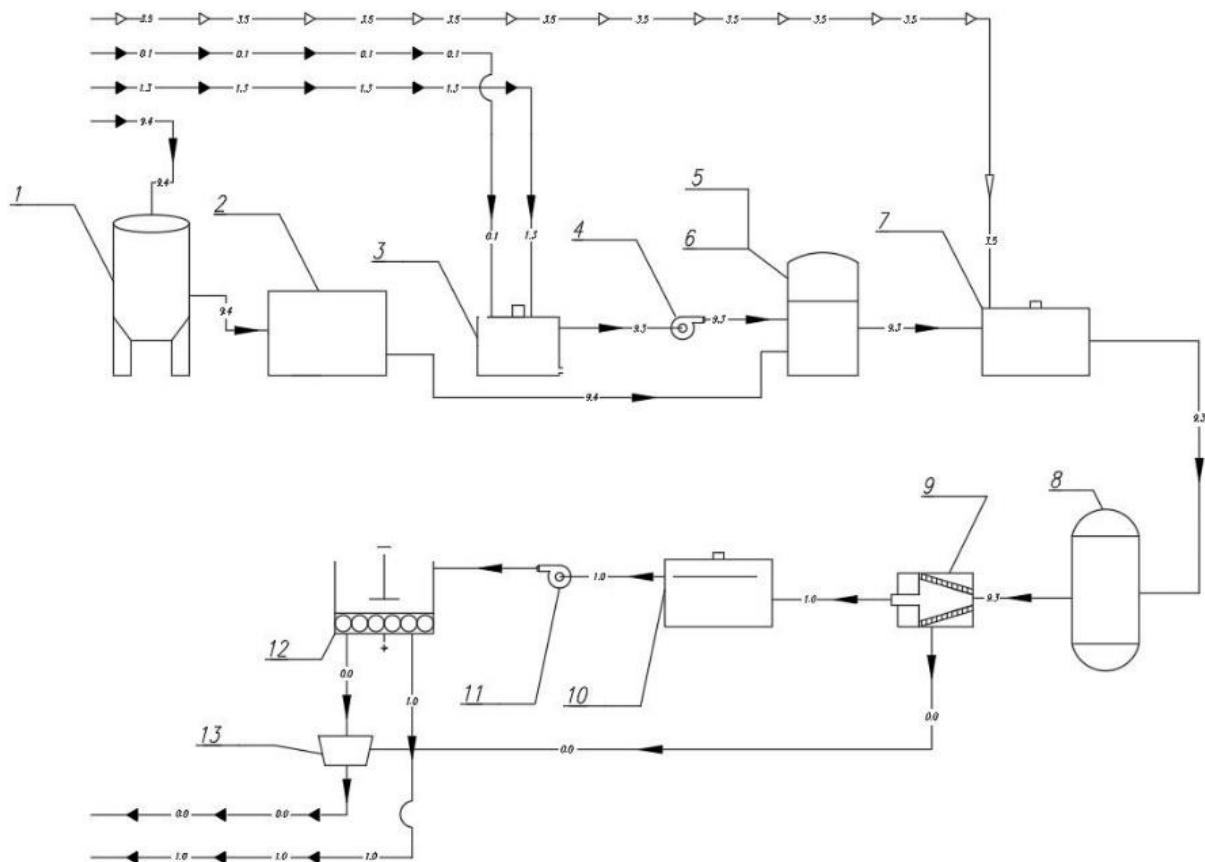


Рис. 4. Предлагаемая технологическая схема участка очистки сточных вод гальванического производства [7]:
1 – шламоприемник; 2, 6 – емкости подготовки осадка; 3 – установка приготовления флокулянта; 4, 11 – насосы; 5 – коллектор флокулянта; 7 – коллектор барботажа; 8 – бак дозирования осадка; 9 – осадительная центрифуга; 10 – бак фугата; 12 – электролизер; 13 – технологическая тара

Тогда коэффициент очистки при концентрации флокулянта $C_n \in (0; C_{\max})$ можно определить с помощью интерполяционной формулы:

$$K_{оч, n} = a_n + b_n \cdot Q + c_n \cdot Q^2 + d_n \cdot Q^3 + e_n \cdot Q^4 + g_n \cdot Q^5, \quad (11)$$

$$a_n = a_0 - (a_0 - a_{\max}) \cdot \frac{C_n}{C_{\max}};$$

$$b_n = b_0 - (b_0 - b_{\max}) \cdot \frac{C_n}{C_{\max}};$$

$$c_n = c_0 - (c_0 - c_{\max}) \cdot \frac{C_n}{C_{\max}};$$

$$d_n = d_0 - (d_0 - d_{\max}) \cdot \frac{C_n}{C_{\max}};$$

$$e_n = e_0 - (e_0 - e_{\max}) \cdot \frac{C_n}{C_{\max}};$$

$$g_n = g_0 - (g_0 - g_{\max}) \cdot \frac{C_n}{C_{\max}}.$$

Например, если граничные значения коэффициента очистки определены уравнениями (7) и (8), то есть:

$$K_{оч, 0} = 64,44 - 253,09 \cdot Q + 504,77 \cdot Q^2 - 471,90 \cdot Q^3 + 202,22 \cdot Q^4 - 32,33 \cdot Q^5,$$

$$K_{оч, \max} = 100,49 - 326,58 \cdot Q + 637,21 \cdot Q^2 - 593,25 \cdot Q^3 + 252,11 \cdot Q^4 - 40,03 \cdot Q^5,$$

а концентрация порога флокуляции равна $C_n = 0,4 \cdot C_{\max}$, то с небольшим запасом по концентрации для $C_n = 0,5 \cdot C_{\max}$ будет справедливо уравнение:

$$K_{оч, n} = 82,47 - 289,84 \cdot Q + 570,99 \cdot Q^2 - 532,58 \cdot Q^3 + 227,17 \cdot Q^4 - 36,18 \cdot Q^5. \quad (12)$$

Таким образом, разработанная математическая модель, представленная уравнениями (7) и (8), позволяет количественно оценить эффективность очистки сточных вод гальванического производства в центробежном поле как с использованием флокулянта, так и без него. А использование интерполяционной формулы (11), устанавливающей косвенную связь между коэффициентом очистки и концентрацией флокулянта, позволяет значительно сократить количество опытов для определения оптимальной концентрации флокулянта на предварительном этапе очистки сточных вод от тяжелых металлов и нерастворенных промышленных отходов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Трейман, М. Г.* Современное гальваническое производство и его экологизация / М. Г. Трейман // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. – 2009. – № 9. – С. 15–17.
2. *Виноградов, С. С.* Экологически безопасное гальваническое производство / С. С. Виноградов; под ред.

В. Н. Кудрявцева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Глобус, 2002. – 352 с.

3. *Курилина, Т. А.* Интенсификация реагентного обезвреживания сточных вод гальванического производства / Т. А. Курилина, П. В. Алексеева // The Scientific Heritage. – 2021. – № 63–1 (63). – С. 10–15.

4. *Соколов, В. И.* Центрифугирование / В. И. Соколов. – Москва : Химия, 1976. – 408 с.

5. *Шкоропад, Д. Е.* Центрифуги и сепараторы для химических производств / Д. Е. Шкоропад, О. П. Новиков. – Москва : Химия, 1987. – 256 с.

6. *Колодников, И. А.* Очистка растворов урансодержащих соединений от механических примесей методом центрифугирования / И. А. Колодников, С. Н. Кладиев, С. И. Кривоустов // Известия Томского политехнического университета – 2010. – Т. 317, № 2. – С. 50–54.

7. *Смирнов, В. А.* Аппаратурное оформление участка очистки сточных вод гальванического производства / В. А. Смирнов // Конкурс научно-исследовательских работ студентов Волгоградского государственного технического университета (г. Волгоград, 24–28 апреля 2023 г.): тез. докл. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ, Отдел координации научных исследований молодых ученых УНИИ, Общество молодых ученых. – Волгоград, 2023. – С. 103–104.

УДК 621.85

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-37-43

*В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, П. В. Потапов
А. И. Искалиев, А. А. Пушкарев, А. В. Калмыков*

**УСТРОЙСТВА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ
ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

shehovtsov@vstu.ru, tslmvvsturu@mail.ru, paulflinx@gmail.com,
asamat-iskaliev@mail.ru, ts@vstu.ru, kfj_kav@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Виктор Викторович Шеховцов, shehovtsov@vstu.ru

В статье рассмотрены технические решения предложенных и запатентованных авторами устройств для управления крутильной жесткостью трансмиссии транспортного средства. Одно из таких устройств имеет в своем составе муфту с линейно-нелинейной упругой характеристикой. Каждая из этих характеристик используется на разных режимах нагружения. Второе устройство содержит специальный блок, вариатор жесткости, использование которого обеспечивает возможность в соответствии с нагрузочным режимом получать нужную упругую характеристику.

Ключевые слова: трансмиссия транспортного средства, динамическая нагруженность, крутильные колебания, управление крутильной жесткостью трансмиссии

*V. V. Shekhovtsov, M. V. Ljashenko, P. V. Potapov
A. I. Iskaliev, A. A. Pushkarev, A. V. Kalmykov*

**MECHANISMS FOR TORSIONAL STIFFNESS CONTROL
OF VEHICLE TRANSMISSION**

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

This article presents technical solutions of proposed and patented mechanisms for torsional stiffness control of a vehicle transmission. One of those mechanisms includes the coupling with linear-nonlinear elastic characteristic. Each characteristic is used at various load regimes. Second mechanism includes the special block – the stiffness variator providing necessary elastic characteristic in accordance with load regime.

Keywords: vehicle transmission, dynamic loading, torsional stiffness, transmission torsional stiffness control

Введение

В состав трансмиссий тяговых и транспортных средств входит комплекс узлов от двигателя до ведущего колеса. В механических трансмиссиях валопровод включает в себя практически исключительно детали из металла. Эти детали в процессе эксплуатации испытывают нагрузки динамического характера, из-за чего в валопроводе постоянно формируется сложная картина крутильных колебаний. Они генерируются в результате высокочастотного изменения крутящего момента двигателя от каждой из его гармонических составляющих. Низкочастотные и среднечастотные колебания генерируются в результате передающихся со стороны ходовой системы и подвески возмущений от неровностей почвенного фона и от вертикальных, продольно- и поперечноугловых колебаний остова машины. Также управляющие воздействия оператора при изменении скорости и направления движения машины вызывают возмущения в силовой цепи. Во время крутильных колебаний нарушается взаимное пространственное расположение контактирующих деталей – зубчатых колес, валов, подшипников; нарушаются также законы их движения. При

стотные и среднечастотные колебания генерируются в результате передающихся со стороны ходовой системы и подвески возмущений от неровностей почвенного фона и от вертикальных, продольно- и поперечноугловых колебаний остова машины. Также управляющие воздействия оператора при изменении скорости и направления движения машины вызывают возмущения в силовой цепи. Во время крутильных колебаний нарушается взаимное пространственное расположение контактирующих деталей – зубчатых колес, валов, подшипников; нарушаются также законы их движения. При

этом в материале деталей формируются дополнительные напряжения, которые при больших амплитудах колебаний могут быть сравнимыми с расчетными номинальными. В результате длительного действия крутильных колебаний в материале возникают и накапливаются усталостные повреждения, которые в итоге могут привести к отказам и поломкам [1–10].

Динамическая нагруженность силовой передачи машины зависит от упругих и диссипативных свойств ее валопровода [11–18]. Составляющие его металлические детали обладают незначительными упругими свойствами, поэтому в состав передачи включают специальные податливые устройства, при помощи которых срезаются пики динамических нагрузок и снижается общая динамическая нагруженность передачи. Наиболее распространенными среди этих устройств являются упругие муфты. Большинство конструкций этих муфт содержит элементы, упругие характеристики которых не изменяются в зависимости от частот и амплитуд нагружающих воздействий. Тем временем предпочтение следует отдавать устройствам, упругие свойства которых автоматически адаптивно изменяются в зависимости от амплитудно-частотного состава нагрузок. Авторами статьи предложены технические решения таких устройств, конструкция и работа которых рассмотрены ниже.

1. Муфта с линейно-нелинейной упругой характеристикой

В составе силовых передач гусеничных машин одним из самых нагруженных является комплекс узлов ведущего моста, детали которого постоянно подвергаются динамическим нагрузкам с широким спектром частот в большом диапазоне изменения амплитуд. В ряде случаев коэффициент динамичности этих нагрузок составляет 2,5–3. Для снижения динамической нагруженности участков валопровода ведущего моста таких машин авторами настоящей статьи предложено ввести в состав моста упругую муфту с комплексной линейно-нелинейной упругой характеристикой [19], которая обеспечивает снижение пиковой динамической нагруженности его деталей.

Основным назначением упругой муфты является снижение пиковой динамической нагруженности силовой передачи как на установившихся (прямолинейное движение с постоянными средней скоростью и тяговым усилием), так и на неустановившихся режимах движения с резкими изменениями скорости, тя-

гового сопротивления или направления движения; при этом динамическая нагруженность силовой передачи может в 2–3 раза превышать номинальный уровень ее нагруженности. Снижение динамической нагруженности силовой передачи на установившихся режимах движения, на которых ее средняя величина обычно находится в границах номинальной нагруженности, может обеспечиваться муфтой с линейной упругой характеристикой, а снижение на неустановившихся режимах наиболее эффективно обеспечивает муфта с нелинейной прогрессивной упругой характеристикой.

На рис. 1, *а* показан вид муфты с торца; на рис. 1, *б* – вид установленных между полумуфтами пакетов плоских пружин; на рис. 1, *в* – вид муфты с другого торца; на рис. 10, *г* – схема углового расположения пакетов; на рис. 1, *д* – упругая характеристика муфты.

Упругая муфта для силовой передачи тягово-транспортного средства (рис. 1) содержит ведущую полумуфту 1, ведомую полумуфту 2, расположенные в два ряда вдоль оси муфты пакеты плоских пружин, в первом ряду 3 пакеты плоских пружин 4 (рис. 1, *а* и *б*) одним концом вставляются во впадины 5 между равномерно по углу поворота расположенными зубьями 6 ведомой полумуфты 2, а другим жестко крепятся в ведущей полумуфте 1, во втором ряду 7 пакеты плоских пружин 8 (рис. 1, *в*) одним концом жестко крепятся в ведущей полумуфте 1, а другим вставляются во впадины 9 между неравномерно по углу поворота расположенными зубьями 10 ведомой полумуфты 2, причем относительно положения, соответствующего выбору полного упругого хода всех пакетов плоских пружин первого ряда, первый пакет 11 плоских пружин второго ряда 7 смещен по углу поворота на один градус, второй пакет 12 плоских пружин второго ряда 7 – на два градуса, третий пакет 13 плоских пружин второго ряда 7 – на три градуса, четвертый пакет 14 плоских пружин второго ряда 7 – на четыре градуса, пятый пакет 15 плоских пружин второго ряда 7 – на пять градусов, шестой пакет 16 плоских пружин второго ряда 7 – на шесть градусов, седьмой пакет 17 плоских пружин второго ряда 7 – на семь градусов, восьмой пакет 18 плоских пружин второго ряда 7 – на восемь градусов.

На режиме движения, когда динамическая нагруженность силовой передачи тягово-транспортного средства не превышает номинальную, крутящий момент от ведущей полумуфты 1 к ведомой полумуфте 2 (рис. 1, *а*) передается по-

средством первого ряда 3 пакетов плоских пружин 4 (рис. 1, а и б); на этом режиме упругая

характеристика муфты является линейной (см. участок от 0 до точки А на рис. 1, д).

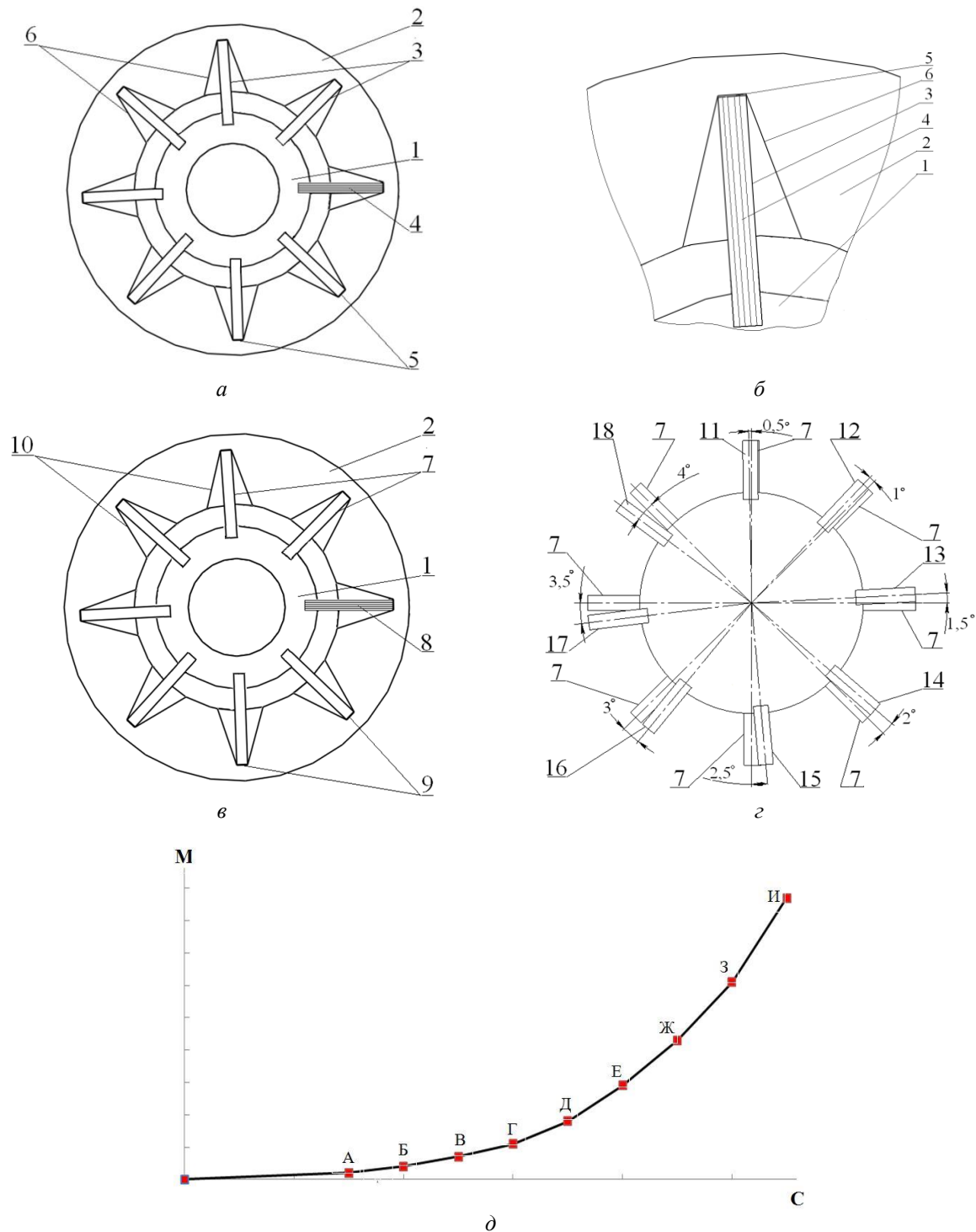


Рис. 1. Упругая муфта для силовой передачи тягово-транспортного средства

На режимах движения, когда динамическая нагрузка превышает номинальную, в передачу момента от ведущей 1 к ведомой 2 полу-муфтам (рис. 1, а) параллельно с первым рядом 3 пакетов пружин 4 включается второй ряд 7 па-

кетов пружин 8 (рис. 1, в), причем количество включаемых в передачу момента пакетов пружин второго ряда 7 зависит от соотношения действующей и номинальной динамической нагрузки участка передачи, где установ-

лена упругая муфта: если действующая динамическая нагруженность участка находится в диапазоне 1,0–1,2 от номинальной, включается первый пакет 11 пружин второго ряда 7 (рис. 1, в), на графике упругой характеристики (рис. 1, д) это соответствует участку АБ; если в диапазоне 1,2–1,4 от номинальной – пакеты с 11 по 12 второго ряда 7 (участок БВ на графике); если в диапазоне 1,4–1,6 от номинальной – пакеты с 11 по 13 второго ряда 7 (участок ВГ на графике); если в диапазоне 1,6–1,8 от номинальной – пакеты

с 11 по 14 второго ряда 7 (участок ГД на графике); если в диапазоне 1,8–2,0 от номинальной – пакеты с 11 по 15 второго ряда 7 (участок ДЕ на графике); если в диапазоне 2,0–2,2 от номинальной – пакеты с 11 по 16 второго ряда 7 (участок ЕЖ на графике); если в диапазоне 2,2–2,4 от номинальной – пакеты с 11 по 17 второго ряда 7 (участок ЖЗ на графике); если в диапазоне 2,4–2,6 от номинальной пакеты с 11 по 18 второго ряда 7 (участок ЗИ на графике).

Вследствие этого обеспечивается получение комплексной упругой характеристики муфты, включающей в себя (рис. 1, д) линейный участок от 0 до точки А и нелинейный участок от точки А до точки И с прогрессивным характером изменения крутильной жесткости в зависимости от величины передаваемого крутящего момента, что обеспечивает более эффективную защиту силовой передачи от пиковых динамических нагрузок как на установившихся, так и на неустановившихся режимах движения.

2. Устройство с вариатором жесткости

Динамическую нагруженность трансмиссии транспортного средства можно снизить за счет управления жесткостью элементов ее валопровода, при этом для эффективного снижения нагруженности при каждом изменении величины нагружающего воздействия должна соответственно изменяться величина жесткости элементов трансмиссии. Таким свойством обладает устройство [20], описанное ниже.

На рис. 2, а представлена схема устройства для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства, на рис. 2, б – схема упругой муфты, на рис. 2, в – диаграмма изменения жесткости трансмиссии.

Устройство (рис. 2, а) содержит коленвал 1 двигателя, муфту сцепления 2, планетарную передачу 3 валом водила 4, соединенную с коробкой передач 5, анализатор крутящего момента 6, замеряющий и анализирующий вели-

чину крутящего момента на снабженном датчиком 7 выходном валу 8 коробки передач 5, и вариатор жесткости 9, первичный вал 10 которого соединен с ведомым валом муфты сцепления 2, а вторичный вал 11 – с солнечной шестерней 12 планетарной передачи 3, при этом на первичном валу 10 вариатора жесткости 9 установлено с возможностью перемещения по этому валу зубчатое колесо 13, а на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 установлено пять жестко связанных с этим валом одинаковых зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18 и пять одинаковых упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23, причем при перемещении по первичному валу 10 вариатора жесткости 9 зубчатого колеса 13 оно имеет возможность поочередно входить в зацепление с каждым из зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18.

Каждая из установленных на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23 включает в себя (рис. 2, б) ведущую 24 и ведомую 25 полумуфты, закрепленные в отверстиях ведущей полумуфты 24 пальцы 26, а в отверстиях ведомой полумуфты 25 – пальцы 27, причем на цилиндрических частях пальцев 26 установлены с возможностью поворота относительно их осей упоры 28 с приливами 29 в форме усеченного конуса, а на цилиндрических частях пальцев 27 установлены с возможностью поворота относительно их осей упоры 30 с приливами 31 в форме усеченного конуса, при этом приливы 29 и 31 служат направляющими для цилиндрических пружин 32, каждая из которых одним концом контактирует с приливом 29 упора 28, установленного на пальце 26, связанном с ведущей полумуфтой 24, а вторым концом – с приливом 31 упора 30, установленного на пальце 27, связанном с ведомой полумуфтой 25.

Устройство работает следующим образом. Во время движения транспортного средства крутящий момент с коленвала 1 двигателя через включенную муфту сцепления 2 передается на вариатор жесткости 9, расположенное на первичном валу 10 которого зубчатое колесо 13 находится в зацеплении с одним из имеющихся на вторичном валу 11 вариатора зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18. В каждой из установленных на вторичном валу 11 вариатора упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23, если их ведущие полумуфты 24 нагружаются крутящим моментом, этот момент через закрепленные в отверстиях ведущей полумуфты 24 пальцы 26, упоры 28 с прили-

вами 29, цилиндрические пружины 32, упоры 30 с приливами 31, закрепленные в отверстиях ведомой полумуфты 25 пальцы 27, передается на

ведомую полумуфту 25, связанную с вторичным валом 11 вариатора жесткости 9.

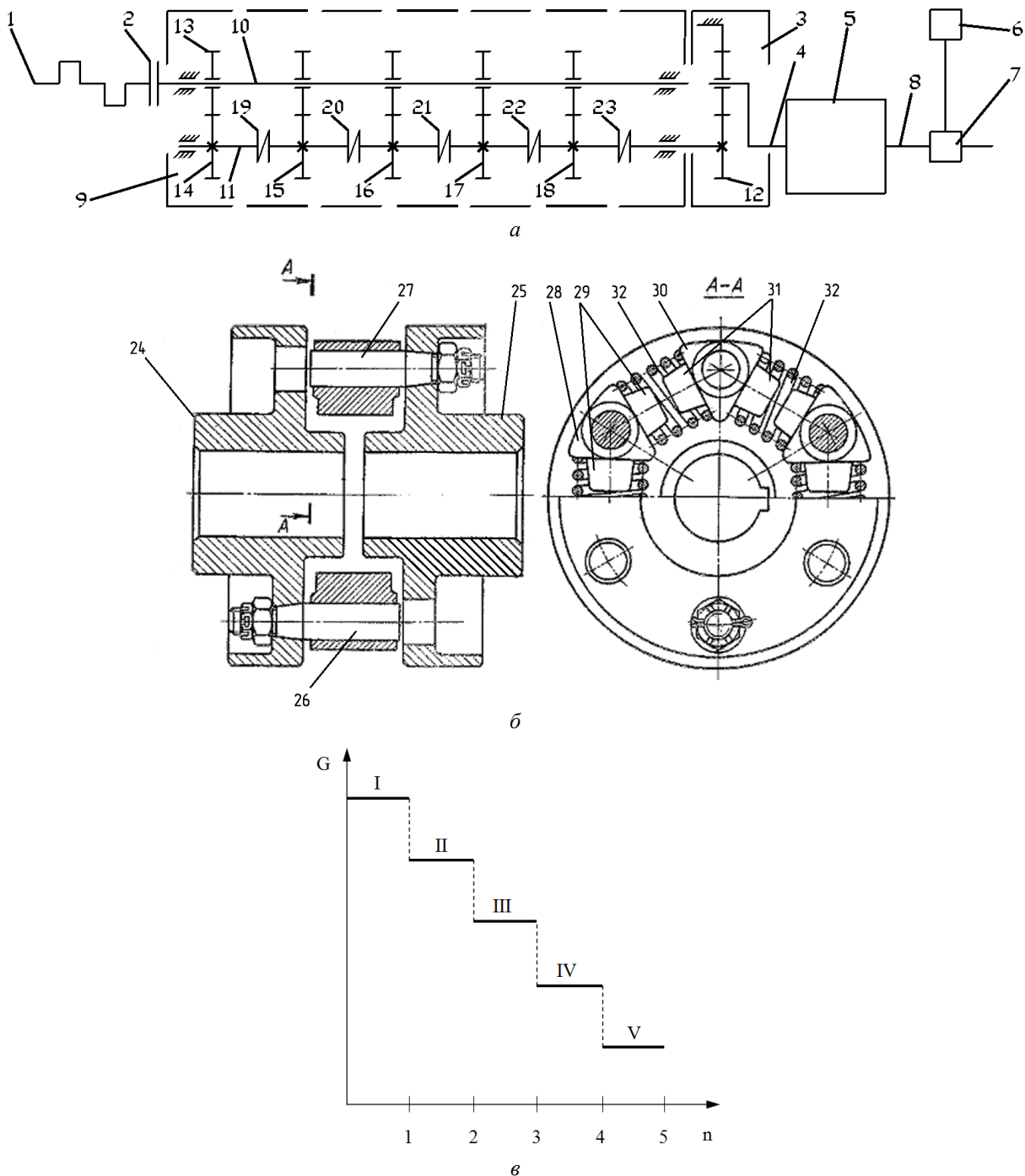


Рис. 2. Устройство для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства

Далее с этого вала крутящий момент передается на солнечную шестерню 12 планетарной передачи 3, а с вала водила 4 планетарной передачи 3 – на коробку передач 5. Величина крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 зависит от режима работы двигателя

и величины сопротивления перемещению транспортного средства; этими двумя факторами определяется величина действующих на выходной вал 8 коробки передач 5 крутящего момента двигателя и уравнивающего его момента сопротивления вращению этого вала, про-

порционного усилию сопротивления переключению транспортного средства. Величина крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 в каждый момент времени замеряется датчиком 7, сигнал с которого, пропорциональный величине крутящего момента на этом валу, бесконтактным способом передается на анализатор крутящего момента 6.

В анализаторе крутящего момента 6 определяется средняя за заданный момент времени (например, за последние 5 секунд) величина замеряемого крутящего момента, в зависимости от значения которого в вариаторе жесткости 9 расположенное на первичном валу 10 зубчатое колесо 13 входит в зацепление с одним из расположенных на вторичном валу 11 зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18.

Если зубчатое колесо 13 входит в зацепление с зубчатым колесом 18, крутящий момент с коленвала 1 двигателя через муфту сцепления 2 передается на первичный вал 10 вариатора жесткости 9, далее с первичного вала 10 посредством пары зубчатых колес 13, 18 передается на вторичный вал 11 вариатора жесткости 9 и через упругую муфту 23 передается на планетарную передачу 3. Крутильная жесткость участка валопровода трансмиссии от коленчатого вала 1 до планетарной передачи 3 в этом случае определяется крутильной жесткостью упругой муфты 23, так как крутильная жесткость остальных деталей этого участка обычно бывает большей в десятки раз, а чаще – большей на несколько порядков. На рис. 2, в приведена диаграмма изменения жесткости оговоренного участка валопровода в зависимости от того, с каким из расположенных на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18 находится в зацеплении расположенное на первичном валу 10 вариатора жесткости 9 зубчатое колесо 13. Если оно находится в зацеплении с зубчатым колесом 18, то в состав валопровода трансмиссии включается одна расположенная на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 упругая муфта 23, а крутильная жесткость G трансмиссии на диаграмме, показывающей зависимость величины жесткости участка валопровода трансмиссии от числа n включаемых в силовую цепь упругих муфт (рис. 2, в), определяется линией I. Если зубчатое колесо 13 находится в зацеплении с зубчатым колесом 17, то в состав валопровода трансмиссии включаются последовательно две расположенные на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 упругие муфты 22 и 23, а кру-

тильная жесткость трансмиссии на указанной диаграмме определяется линией II. Если в зацеплении находится пара зубчатых колес 13 и 16, в состав валопровода последовательно включаются три упругие муфты 21, 22 и 23, если пара зубчатых колес 13 и 15 – четыре упругие муфты 20, 21, 22 и 23, если пара зубчатых колес 13 и 14 – пять упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23. Соответственно этим случаям крутильная жесткость трансмиссии на указанной диаграмме определяется линиями III, IV и V.

Каждой определяемой анализатором крутящего момента 6 средней величине крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 соответствует значение жесткости валопровода трансмиссии, при которой динамическая нагруженность трансмиссии будет минимальной. Соответствующая средней величине крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 жесткость валопровода трансмиссии обеспечивается путем включения в состав валопровода последовательно от одной до пяти упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23 выше описанным способом. За счет этого обеспечивается возможность управления жесткостью трансмиссии транспортного средства с целью снижения ее нагруженности в эксплуатации.

Таким образом, предложено использовать в устройстве для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства вариатор жесткости. Он не содержит фрикционных элементов, поэтому не требует эксплуатационных регулировок. За счет того, что это устройство позволяет при разных значениях нагружающего валопровод силовой передачи крутящего момента пропорционально его величине изменять жесткость трансмиссии, обеспечивается возможность управления этой жесткостью для снижения динамической нагруженности элементов трансмиссии и, соответственно, повышения ее долговечности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, И. А. Иванов, А. В. Калмыков // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 47–50.
2. Research of dynamic characteristics of Chetra-6C315 tractor's power transmission / А. В. Калмыков, П. В. Потопов, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, Н. С. Соколов-Добрев // 31st Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012: book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21–22.

3. Снижение динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода упругого реактивного звена / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 21 (124) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 7). – С. 24–28.
4. Крутильные колебания от основных эксплуатационных нагрузок в валопроводе силовой передачи трактора ВТ-100 / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук, Н. С. Соколов-Добрев, К. В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 125–128.
5. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса / Вл. П. Шевчук, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, Н. С. Соколов-Добрев, А. В. Калмыков // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 44–49.
6. Исследование динамических процессов в силовой передаче гусеничного трактора тягового класса 6 при повороте / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, К. О. Долгов // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24–26 сент. 2013 г. / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2013. – С. 161–162.
7. Динамическая нагруженность силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора при эксплуатации в режиме «разгон – остановка» / Е. И. Тескер, В. В. Шеховцов, В. Ю. Тараненко, К. П. Подшивалин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 21–23.
8. Влияние динамической связанности звеньев силовой цепи на характер распространения крутильных колебаний в валопроводе / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук, Н. С. Соколов-Добрев, К. В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 128–131.
9. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Расчетные исследования динамической нагруженности участков силовой передачи гусеничного трактора / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, А. В. Калмыков // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. парал.: 79–91 (англ.); 195–208 (рус.).
10. Строкатов, М. А. Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии гусеничного трактора при синфазной и несинфазной установке ведущих колес / М. А. Строкатов, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев // Молодой ученый. – 2014. – № 8 (67, июнь–1), ч. 3. – С. 262–267.
11. Строкатов, М. А. Экспериментальное исследование крутящего момента трактора ДТ-120 при трогании / М. А. Строкатов, В. В. Шеховцов // Тезисы докладов смотр-конкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета, Волгоград, май 2014 г. / редкол.: А. В. Навроцкий (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ, СНТО. – Волгоград, 2014. – С. 110.
12. Перспективы использования упругого реактивного звена в силовой передаче трактора / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, З. А. Годжаев // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 12. – С. 20–24.
13. Динамическая нагруженность силовой передачи трактора при изменении крутильной жесткости реактивного звена / А. В. Калмыков, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Технология колесных и гусеничных машин. – 2014. – № 5. – С. 17–23.
14. Метод снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора / Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, А. В. Калмыков // Вестник машиностроения. – 2015. – № 6. – С. 6–10.
15. Использование в трансмиссии трактора реактивного звена с переменной податливостью / А. В. Калмыков, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ : научный журнал № 6 (166) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 12). – С. 24–32.
16. Шеховцов, В. В. Анализ и синтез динамических параметров элементов силовых передач тягово-транспортных средств: учеб. пособ. (гриф). Доп. УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 140 с.
17. Шеховцов, В. В. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, П. В. Потапов // Procedia Engineering. Vol. 150: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016) / ed. by A.A. Radionov. – [Elsevier publishing], 2016. – P. 1239–1244.
18. Снижение динамической нагруженности трансмиссии тягово-транспортного средства за счет элемента с управляемыми упруго-диссипативными свойствами / З. А. Годжаев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, А. И. Искалиев, Шиян Я. Э. Энрикес // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2021. – № 5 (349). – С. 157–164. – DOI: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164.
19. П.м. 184456 РФ, МПК F16D 3/50, F16D 3/56. Упругая муфта для силовой передачи тягово-транспортного средства / В. В. Шеховцов, А. А. Пушкарёв, П. В. Потапов, М. В. Ляшенко и др.; ВолгГТУ. – 2018.
20. П. м. 116411 РФ, МПК В 60 К 17/02. Устройство для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук, Н. С. Соколов-Добрев, А. В. Калмыков, А. О. Пивоваров ВолгГТУ. – 2012.

УДК 656.1, 504.05

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-44-48

С. В. Ганзин, А. А. Пантелеева, Д. Д. Сильченков

**ПРОБЛЕМЫ ВНЕДРЕНИЯ ЭЛЕКТРОСАМОКАТОВ
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНОЙ МОБИЛЬНОСТИ
И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ**

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

ganzin_fat@mail.ru, arina21_03@mail.ru, xdimanx.vstu@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Сергей Валерьевич Ганзин, ganzin_fat@mail.ru

В статье рассматриваются проблемы внедрения электросамокатов в городскую инфраструктуру городов, проанализировано текущее состояние организации велосипедного движения на примере города Волгограда. Исследуется влияние средств индивидуальной мобильности (СИМ), в частности электросамокатов, на безопасность движения и экологическую обстановку городов. Определены основные преимущества использования СИМ для повышения мобильности населения и энергосбережения.

Ключевые слова: электросамокат, мобильность, энергосбережение, автомобильный транспорт

S. V. Ganzin, A. A. Panteleeva, D. D. Silchenkov

**PROBLEMS OF INTRODUCING ELECTRIC SCOOTERS
TO INCREASE INDIVIDUAL MOBILITY AND ENERGY SAVING**

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

The article discusses the problems of introducing electric scooters into the urban infrastructure of cities, analyzes the current state of the organization of cycling on the example of the city of Volgograd. The influence of personal mobility devices (PMD), in particular electric scooters, on traffic safety and the environmental situation of cities is investigated. The main advantages of using SIMs to increase the mobility of the population and energy saving are determined.

Keywords: electric scooter, mobility, energy saving, road transport

Введение

Мобильность в современных городах становится все более важной и актуальной темой. В условиях загруженных улиц, заторов и экологических проблем поиск альтернативных видов транспорта становится необходимостью. В качестве транспорта можно использовать средства индивидуальной мобильности (СИМ). Под СИМ понимается транспортное средство, имеющее одно или несколько колес (роликов), предназначенное для индивидуального передвижения человека посредством использования двигателя (двигателей): электросамокаты, электроскейтборды, гироскутеры, сигвеи, моноколеса и иные аналогичные средства [1]. Данное определение Правил дорожного движения РФ (ПДД) вступило в силу с 01.03.2023. СИМ и велосипеды – не механические транспортные средства, при этом разграничены термины «средство индивидуальной мобильности», «велосипед» и «мопед».

Основные преимущества использования электросамокатов включают в себя относительные нулевые выбросы вредных веществ, энер-

гоэффективность (потребляют гораздо меньше энергии на километр пройденного пути), меньшее воздействие на инфраструктуру. Однако распространение электросамокатов сопровождается большим количеством возникающих проблем, требующих скорейшего решения. Одной из таких проблем является состояние инфраструктуры, что приводит к неупорядоченному движению электросамокатов как по тротуарам, так и по проезжей части автомобильных дорог. Усугубляет проблему неразвитость инфраструктуры для велосипедного движения (ВТИ), которая могла бы обслуживать и пользователей электросамокатов. Все это приводит к многочисленным происшествиям, столкновениям, при этом они часто не являются дорожно-транспортными происшествиями, так как происходят не на проезжей части и без участия автомобилей. В этой статье рассмотрим состояние инфраструктуры для СИМ, а также пути решения проблем, возникающих при их беспорядочном увеличении на улицах городов.

Методика проведения исследований

Стандарты дизайна велосипедной инфраструктуры (London Cycling Design Standards, LCDS) позволяют объективно оценить качество веломаршрута. Показатель «уровень сервиса, обеспечиваемый ВТИ» (англ. Cycling Level of Service, CLoS), разработан для получения количественной оценки качества ее функционирования [2]. Он полезен при обсуждении альтернативных вариантов организации маршрутов, а также для обоснования мер по поэтапному усовершенствованию велоинфраструктуры.

Для количественной оценки безопасности и качества велоинфраструктуры на веломаршрутах г. Волгограда используем вышеуказанную методику [2]. CLoS основан на шести критериях качества организации велоинфраструктуры:

- 1) Безопасность и защищенность;
- 2) Прямолинейность;
- 3) Удобство и комфорт;
- 4) Целостность и непротиворечивость;
- 5) Привлекательность;
- 6) Способность к адаптации.

Каждый критерий конкретизируется при помощи нескольких факторов, суммарное количество которых для всех критериев составляет 34. Например, критерий «безопасность и защищенность» содержит три фактора: «риск столкновения», «чувство безопасности» и «социальную безопасность», каждый из которых описывается при помощи четырех показателей. Каждый показатель имеет набор описаний, позволяющий оценить его по трехбалльной шкале – 0, 1 или 2. Некоторые показатели имеют ранг «критических», чтобы обеспечить их больший вес в системе подсчета очков и оценки 0, 1

или 2 для критических показателей умножаются на повышающий коэффициент 3. Таким образом, наивысшее количество баллов, которое может набрать веломаршрут, составляет 100 баллов.

Веломаршруты, набравшие:

- менее 50 баллов, являются низкого качества;
- от 50 до 80 баллов, имеют среднее качество;
- более 80 баллов, следует рассматривать как высококачественные, пригодные для велосипедистов всех возрастов и уровней мастерства.

Основными количественными показателями являются: коэффициент приспособленности веломаршрута (отношение теоретического времени движения велосипедиста к общему, с учетом задержек на перекрестках, остановках и т. п.) и фактор извилистости. Среди показателей можно также выделить транспортную эффективность веломаршрута (экономия времени по сравнению с общественным транспортом, автомобилем, движением пешком). Качество велосипедного маршрута определяется и по таким показателям как отделение от автомобильного потока, освещение, оборудование маршрутов знаками и разметкой, дефекты на маршруте и т. п.

Состояние велосипедной инфраструктуры в г. Волгограде

Рассмотрим существующие веломаршруты в г. Волгограде по районам. В Тракторозаводском районе расположено два веломаршрута вдоль ул. Героев Тулы (табл. 1). Для маршрутов были проведены расчеты количественных и качественных показателей согласно методике [2].

Таблица 1

Количественные характеристики веломаршрутов

Показатель	№ 1	№ 2
Интенсивность движения велосипедистов, чел./час	0–1	до 5
Коэффициент приспособленности веломаршрута (k_A), %	100	90
Фактор извилистости ($k_{изв}$), %	0	5
CLoS	24	44

Маршруты не пользуются большим спросом (популярностью), так как расположены вдоль ул. Героев Тулы, по которой осуществляется интенсивное движение грузового транзитного транспорта (более 200 авт./час). Первый маршрут расположен вне жилой застройки и не используется, а второй маршрут разделен на

две части (вдоль проезжей части с переходом на противоположную сторону) и практически не используется. Согласно табл. 1 эти веломаршруты набрали менее 50 баллов, что характеризует их как низкого качества и по которым практически отсутствует велосипедное движение.

В Центральном районе г. Волгограда расположено семь веломаршрутов:

№ 1 – в парке Победы на Мамаевом кургане;

№ 2 – вдоль набережной 62-й Армии;

№ 3 – по центральной набережной от ул. 7-й Гвардейской бригады до панорамы «Сталинградская битва»;

№ 4 – от ул. Краснознаменская до панорамы «Сталинградская битва»;

№ 5 – вокруг музея «Россия – Моя история»;
№ 6 – по просп. им. В. И. Ленина от ул. Краснознаменская до ул. Пражская;

№ 7 – по ул. Мира с ответвлениями на ул. Володарского, ул. Ленина, ул. Гоголя.

Для всех этих маршрутов были проведены расчеты количественных и оценка качественных показателей по трехбалльной шкале, что позволило определить показатель CLoS (табл. 2).

Таблица 2

Количественные характеристики веломаршрутов

Показатель	Номер веломаршрута						
	№ 1	№2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Кол-во велосипедистов, чел./час	0–2	До 5	До 10	До 150	До 10	До 5	До 5
Коэф. приспособленности веломаршрута (k_A), %	100	100	100	42	100	62	64
Фактор извилистости ($k_{изв}$), %	Круговой	3	4	4	4	2	Круговой
CLoS	62	56	72	80	72	44	48

Проведенные измерения интенсивности движения велосипедистов показали, что практически не используются маршруты 1, 2, 6, 7. Это соответствует и проведенной оценке качества велосипедной инфраструктуры по критерию CLoS, которая составила от 44 до 62, что говорит о плохой приспособленности велодорожек для велосипедного движения.

Многие маршруты проложены без учета безопасности дорожного движения, в частности, маршрут № 6, который проходит по просп. им. Ленина с интенсивным движением. Велодорожка, расположенная справа на проезжей части, имеет пересечения с остановками общественного транспорта, что противоречит пунк-

ту 12.4 ПДД (рис. 1). Согласно рекомендациям стандарта, веломаршрут относится к категории низкокачественных и пригоден для движения только опытных велосипедистов.

Маршруты 3 и 5, согласно замерам интенсивности движения велосипедистов и самокатчиков, используются мало, так как не являются транзитными направлениями. Одним из наиболее востребованных маршрутов является маршрут по ул. им. Чуйкова от ул. Краснознаменская до панорамы «Сталинградская битва». Веломаршрут вдоль верхней террасы набережной имеет среднее качество, подходит для «среднестатистических» велосипедистов, находится в парковой зоне, имеет одно пересечение с ул. Комсомольская.

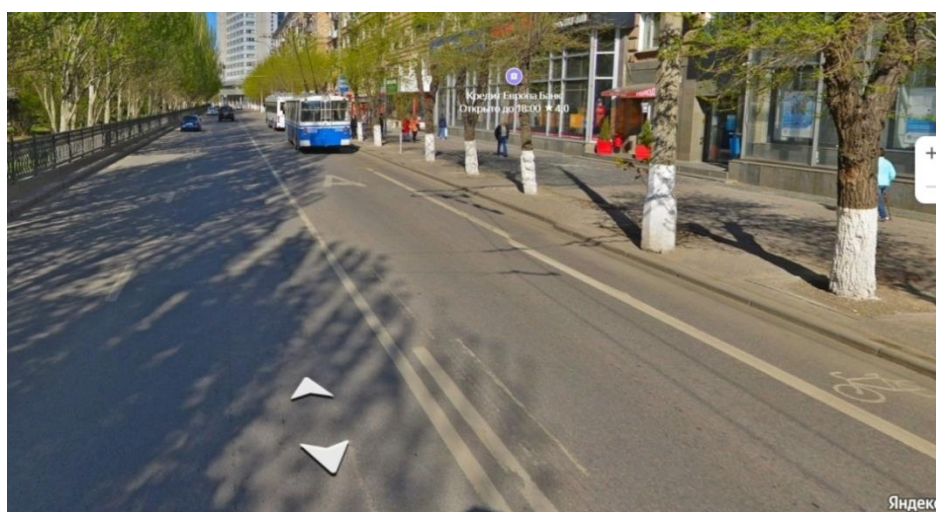


Рис. 1. Пересечение велодорожки и остановки общественного транспорта

Большинство маршрутов разработаны к чемпионату мира по футболу в 2018 году, зачастую в спешке и без учета требований к подобным инфраструктурным объектам, поэтому

и степень использования данных объектов низкая. Так, на маршруте № 5 около музея «Россия – Моя история» посередине велодорожки установлены столбы освещения (рис. 2).



Рис. 2. Веломаршрут № 5

В Ворошиловском, Советском и Дзержинском районах имеются по одному веломаршруту, которые практически не используются. Показатель CLoS находится в пределах от 50 до 62, что говорит о непроработанности при их организации.

В Краснооктябрьском, Кировском и Красноармейском районах веломаршруты не организованы.

Таким образом, веломаршрутная сеть г. Волгограда состоит из 11 разрозненных маршрутов, три из которых созданы в рамках подготовки г. Волгограда к чемпионату мира по футболу в 2018 году, пять маршрутов расположены в парках, и только один из них, расположенный на центральной набережной, активно используется. По методике оценивания «Cycling Level of Service» [2] существующие маршруты получили следующие оценки: «низкокачественные» – четыре маршрута, «среднекачественные» – восемь.

Правильная организация велосипедного движения как средства передвижения по городу обладает многими преимуществами с точки зрения здоровья человека и охраны окружающей среды. Исходя из зарубежного опыта по организации велодвижения, отметим, что с помощью правильного подхода к проектированию можно уменьшить количество заторов транспорта, сократить затраты на дорожные и парковочные сооружения, а также снизить степень воздействия на окружающую среду и повысить мобильность населения [3; 4].

Основные направления применения электросамокатов

Создание веломаршрутной сети и/или маршрутов СИМ должно основываться на принципах безопасности, непрерывности, доступности, экологичности [5; 6] и последовательности развития.

Первый этап организации маршрутной сети состоит из анализа существующей велосипедной инфраструктуры и в определении потребности создания или развития новых маршрутов, приоритетной цели применения велосипедов и СИМ. Можно выделить три основных цели использования [7]:

- прогулочные – для отдыха населения;
- подвозные – для движения жителей к основному виду транспорта (метро, скоростной трамвай и др.);
- деловые – для совершения регулярных деловых поездок, в частности, обеспечивающие связанность и наиболее короткую корреспонденцию внутри районов или между ними.

Второй этап состоит в определении начальных и конечных точек маршрутов и его типа, теоретических объемов движения, мест концентрации велосипедистов, мест хранения и проката велосипедов и СИМ.

Третий этап заключается в выборе оптимальной трассировки маршрутов по обобщенному критерию, который учитывает расстояние, безопасность и удобство.

На четвертом этапе проводится обоснование применения технических средств, организации

дорожного движения, средств, повышающих удобство движения велосипедистов и СИМ, размещения мест хранения велосипедов, СИМ. В завершение оценивается достигнутый результат.

Заключение

Электросамокаты, благодаря своей экологичности и энергоэффективности, могут стать одним из средств снижения выбросов вредных веществ и улучшения качества воздуха в городах. Преимущества использования электросамокатов включают в себя не только уменьшение загрязнения окружающей среды, но и снижение транспортных задержек, повышение мобильности населения и доступности транспорта, а также поддержку устойчивого развития городских территорий.

Однако для эффективной реализации потенциала электросамокатов необходимо развивать инфраструктуру и правовую базу, обеспечивая безопасность и удобство использования этого вида транспорта, так как опыт применения СИМ во многих городах принес и негативные последствия. Так, при отсутствии инфраструктуры (велодорожек), самокаты двигаются по тротуарам, что приводит к травмам пешеходов и самих пользователей СИМ. Движение по

автомобильным дорогам также опасно, что связано с незнанием водителей самокатов ПДД и отсутствием в них специальных пунктов, посвященных организации движения самокатов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Постановление Правительства Российской Федерации от 06.10.2022 № 1769 «О внесении изменений в некоторые акты Правительства Российской Федерации и признании утратившими силу некоторых актов Правительства Российской Федерации и отдельных положений некоторых актов Правительства Российской Федерации»
2. The London Cycling Design Standards (LCDS). Published by Transport for London. – 2014. – 64 P.
3. *Намиот, Д. Е.* и др. Велосипеды в Умном Городе // International Journal of Open Information Technologies. – 2016. – № 10. – С. 9–14.
4. *Трофименко, Ю. В.* Велосипедный транспорт в городах / Ю. В. Трофименко, С. О. Шелмаков, Е. В. Шашина. – М. : МАДИ, 2020. – 154 с.
5. *Цокур, А. В.* Принципы поэтапного внедрения велосипедной инфраструктуры в городскую среду / А. В. Цокур, Е. В. Денисенко // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. – 2017. – № 4 (42). – С. 117–128.
6. *Дирк, Д.* Велотранспортная инфраструктура. Принципы и практика проектирования / Д. Дирк. – М. : Инфра, 2016. – 272 с.
7. *Ганзин, С. В.* Некоторые вопросы проектирования сети велосипедного движения / С. В. Ганзин, Д. Д. Сильченков, Р. А. Ашуров // Строительные и дорожные машины. – 2022. – № 6. – С. 46–53.

УДК 629.33

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-48-51

Е. В. Балакина, И. В. Сергиенко, С. А. Ширяев

УЛУЧШЕНИЕ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С АБС ЗА СЧЕТ ВЫБОРА РАЗМЕРОВ КОЛЕС*

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

fahrgestell2011@andex.ru, sergienko-1993@mail.ru, sh-sa@vstu.ru

Автор, ответственный за переписку: Иван Васильевич Сергиенко, sergienko-1993@mail.ru

Результаты численных расчетов параметров движения прототипа легкового автомобиля с АБС показали, что с точки зрения улучшения тормозной динамики значения свободных радиусов передних колес должны быть минимальными с учетом ограничений по нагрузочной способности шин. Изменение свободного радиуса задних колес эффекта по тормозной динамике не имеет. Получена зависимость для проектного выбора радиусов управляемых колес передней оси прототипа автомобиля.

Показано, что существует принципиальная возможность обеспечения 25 % диапазона изменений тормозного пути легкового автомобиля за счет оптимизации значений свободных радиусов передних управляемых колес.

Ключевые слова: легковой автомобиль, АБС, тормозная динамика, численное моделирование, размеры колес

© Балакина Е. В., Сергиенко И. В., Ширяев С. А., 2024.

* Исследование выполнено за счет средств программы развития ВолгГТУ «Приоритет 2030», в рамках научного проекта № 9/650-24.

E. V. Balakina, I. V. Sergienko, S. A. Shiryayev

IMPROVING THE BRAKING DYNAMICS OF A PASSENGER CAR WITH ABS DUE TO THE CHOICE OF WHEEL SIZES

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

The results of numerical calculations of the movement parameters of a prototype passenger car with ABS showed that in order to improve braking dynamics, the values of the free radii of the front wheels should be minimal, taking into account the restrictions on the load tire capacity. Changing the free radius of the rear wheels has no effect on braking dynamics. A dependence has been obtained for the design choice of the steering wheels radii of the prototype car front axle.

It is shown that there is a fundamental possibility of ensuring 25 % of the range of changes in the braking distance of a passenger car by optimizing the values of the free radii of the front steered wheels.

Keywords: passenger car, ABS, braking dynamics, numerical modeling, wheel sizes

Введение

Тормозная динамика автомобиля – важная составляющая его активной безопасности. Оценочные параметры тормозной динамики характеризуют способность автомобиля к быстрому снижению скорости, что возможно при быстром превращении его кинетической энергии движения в работу сил трения в элементах опорных колес и другие потери. Основными оценочными параметрами являются тормозной путь и установившееся замедление [1; 2].

Для улучшения тормозной динамики современные транспортные средства дополнительно снабжают антиблокировочными системами (АБС). Такая система встраивается в тормозную и регулирует постоянство продольного скольжения колес при торможении для обеспечения максимального коэффициента сцепления и снижения тормозного пути.

На проектируемых легковых автомобилях, не оснащенных антиблокировочными системами управления торможением, свободный радиус всех колес выбирают на основе требуемых размеров, соответствующих заданной нагрузочной способности шин. В связи с быстрым нарастанием продольного скольжения колес, с быстрым их блокированием при торможении, явления в контактных площадках, зависящие от свободных радиусов колес, не успевают повлиять на движение автомобиля.

Однако с появлением АБС ситуация изменилась. Выявлено, что при искусственном ограничении нарастания скольжения колес и отсутствии их блокирования некоторые факторы, связанные с их свободными радиусами, успевают повлиять на движение автомобиля при торможении [3; 4]. Алгоритмы систем могут быть различными, но результат один – близкий к максимальному коэффициент сцепления, что соответствует продольному скольжению колеса в диапазоне 0,15..0,25 [5–8].

Исходя из этого, создание методики выбора свободного радиуса колес является актуальной задачей для улучшения тормозной динамики легкового автомобиля с АБС. Резервом для выбора свободного радиуса является существование 30 %-ного диапазона диаметров современных колес одной и той же нагрузочной способности [3; 4].

Цель данного исследования – разработать методику и определить зависимость для выбора радиусов колес на разных осях легкового автомобиля с АБС по критерию улучшения его тормозной динамики.

Методы и подходы

Для разработки методики выбора сочетаний радиусов передних и задних колес автомобиля были приняты следующие обозначения: S_n – тормозной путь автомобиля с номинальными свободными радиусами передних и задних колес; S_b – тормозной путь автомобиля с измененными свободными радиусами передних и (или) задних колес; S_b^* – относительные значения тормозного пути автомобиля; r_{0n}, r_{01n} – номинальные свободные радиусы передних и задних колес прототипа автомобиля ($r_{0n} = r_{01n}$); r_0, r_{01} – текущие значения свободных радиусов передних и задних колес автомобиля ($r_0 \neq r_{01}$); K_{r0}, K_{r01} – коэффициенты конструктивного изменения свободных радиусов передних и задних колес, то есть:

$$S_b^* = \frac{S_b}{S_n}; K_{r0} = \frac{r_0}{r_{0n}}; K_{r01} = \frac{r_{01}}{r_{01n}}. \quad (1)$$

Для исследования был выбран объект – легковой автомобиль с АБС, принятый за прототип.

Авторами установлено, что современные легковые шины одной и той же нагрузочной способности имеют 30 %-ный разброс свобод-

ных радиусов. Для выбранного прототипа – это диапазон от -10% до $+20\%$ от номинальных значений.

Таким образом, возможный диапазон изменений K_{r0} , $K_{r01} = 0,9 \dots 1,2$.

После проведения серии вычислений в указанном диапазоне с шагом 5% при всех 49 возможных сочетаниях K_{r0} , K_{r01} были получены семь безразмерных зависимостей вида $S_b^* = f(r_{01}; a_S; b_S)$ для каждого K_{r0} , аппроксимированных одинаковыми степенными функциями с использованием программы «Curve expert professional».

Так как все функции имеют одинаковый вид (2):

$$S_b^* = a_S \cdot (K_{r01})^{b_S} \quad (2)$$

с постоянными коэффициентами a и b для каждого K_{r0} , то есть возможность поиска зависимостей $a_S = f(K_{r0})$ и $b_S = f(K_{r0})$. Аппроксимацией в программе «Curve expert professional» получены выражения (3) и (4):

$$a_S = \frac{0,98 + 0,0008 \cdot K_{r0}^{108}}{1 + 0,0007 \cdot K_{r0}^{108}}; \quad (3)$$

$$b_S = 0,68 \cdot K_{r0} + \frac{0,32}{K_{r0}^2} - 1. \quad (4)$$

Выражение (2) примет общий вид (5):

$$S_b^* = \frac{0,98 + 0,0008 \cdot K_{r0}^{108}}{1 + 0,0007 \cdot K_{r0}^{108}} \cdot K_{r1}^{(0,68 \cdot K_{r0} + \frac{0,32}{K_{r0}^2} - 1)} \quad (5)$$

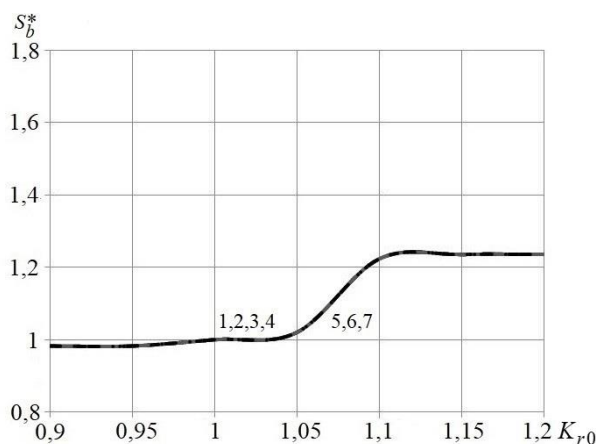


Рис. 1. Зависимость $S^* = f(K_{R0})$:

1 – $K_{r01} = 0,9$; 2 – $K_{r01} = 0,95$; 3 – $K_{r01} = 1$; 4 – $K_{r01} = 1,05$;
5 – $K_{r01} = 1,1$; 6 – $K_{r01} = 1,15$; 7 – $K_{r01} = 1,2$

Так как значения безразмерных коэффициентов K_{r0} , K_{r01} находятся в диапазоне от 0,9 до 1,2, то второй сомножитель формулы (6) приблизительно равен 1. Поэтому ее можно записать в виде (6):

$$S_b^* = \frac{0,98 + 0,0008 \cdot K_{r0}^{108}}{1 + 0,0007 \cdot K_{r0}^{108}}. \quad (6)$$

На рис. 1 и 2 показаны зависимости: $S_b^* = f(K_{r0})$, $S_b^* = f(K_{r01})$.

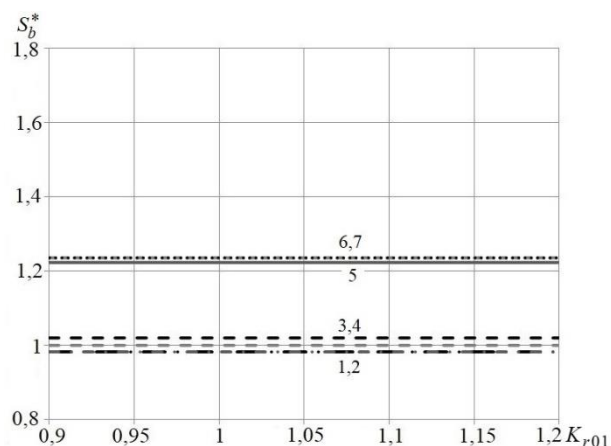


Рис. 2. Зависимость $S^* = f(K_{R01})$:

1 – $K_{r0} = 0,9$; 2 – $K_{r0} = 0,95$; 3 – $K_{r0} = 1$; 4 – $K_{r0} = 1,05$;
5 – $K_{r0} = 1,1$; 6 – $K_{r0} = 1,15$; 7 – $K_{r0} = 1,2$

Рис. 1 показывает принципиальные возможности изменения тормозного пути рассматриваемого прототипа легкового автомобиля до 25% за счет изменения свободных радиусов передних колес от -10% до $+20\%$ от номинальных значений. При этом нагрузочная способность шин сохраняется. Изменение свободного радиуса задних колес рассматриваемого прототипа легкового автомобиля, как видно из рис. 2, эффекта по тормозной динамике не дает.

Выводы

Тормозная динамика легкового автомобиля, являющаяся важным свойством активной безопасности, связана с конструктивными размерами его колес.

Современные легковые шины одной и той же нагрузочной способности имеют 30% -ный разброс свободных радиусов.

Результаты численных расчетов параметров движения прототипа легкового автомобиля с АБС показали, что с точки зрения улучшения тормозной динамики, значения свободных радиусов передних колес должны быть минимальными с учетом ограничений по нагрузоч-

ной способности шин. Изменение свободного радиуса задних колес эффекта по тормозной динамике не имеет. Получена зависимость для проектного выбора радиусов управляемых колес передней оси прототипа автомобиля. Она представляет собой математическую взаимосвязь безразмерных величин: относительных величин тормозного пути проектируемого автомобиля и коэффициентов конструктивного изменения свободного радиуса передних колес.

Показано, что существует принципиальная возможность обеспечения 25 %-ного диапазона изменений тормозного пути легкового автомобиля за счет оптимизации значений свободных радиусов передних управляемых колес.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2022. – 576 с.

2. Pacejka, H. B. 2012 Tire and Vehicle Dynamics (Published by Elsevier Ltd, USA).

3. Балакина, Е. В. Применение разных радиусов колеса в задачах моделирования свойств активной безопасности автомобилей / Е. В. Балакина, И. В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 5. – С. 16–19.

4. Балакина, Е. В. Колеса разного радиуса на разных осях автомобиля / Е. В. Балакина, И. В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 7. – С. 12–15.

5. Интеллектуальные системы помощи водителю: учебное пособие / А. М. Иванов, С. Р. Кристальный, Н. В. Попов, С. С. Шадрин. – М. : Изд-во МАДИ, 2019. – 100 с.

6. Hojong, Lee, Min Tae Kim, and Saied Taheri (2018) Estimation of Tire-Road Contact Features Using Strain-Based Intelligent Tire. Tire Science and Technology. – Vol. 46. – No 4. – P. 276–293.

7. Jimenez, E. and Sandu C. (2020) Experimental Investigation of the Tractive Performance of Pneumatic Tires on Ice. Tire Science and Technology (USA) January–March 2020. – Vol. 48. – No. 1. – P. 22–45.

8. Khaleghian, S. et al. (2017) A technical survey on tire-road friction estimation. Friction (China), 2017. – Vol. 5. – No. 2. – P. 123–146.

УДК 629.33

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-51-54

Е. В. Балакина, Д. С. Сарбаев, И. К. Денисенко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ*

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

fahrgestell2011@yandex.ru, sards93@yandex.ru, i.k.denisenko@yandex.ru

Автор, ответственный за переписку: Дмитрий Сергеевич Сарбаев, sards93@yandex.ru

Экологичность автотранспортного средства зависит от многих факторов, в том числе от износа шин опорных колес. Износ шин является результатом процесса изнашивания и определяется работой силы трения в пятне контакта с опорной поверхностью. Величина этой работы зависит от соотношения площадей участков с трением покоя и скольжения в пятне контакта. Современные исследования как отечественных, так и зарубежных авторов в большей степени качественные, чем количественные. Также существуют разные мнения о взаимном расположении участков разного трения в пятне контакта колеса в режиме торможения. Одни считают, что участок с трением покоя всегда находится в передней части пятна контакта, другие – в задней части пятна контакта, в том числе и при торможении, а участок с трением скольжения распространяется в сторону передней части пятна контакта. В данной работе определены количественные характеристики участков трения покоя и скольжения в пятне контакта: их взаимное расположение, размеры при разных величинах тормозных моментов на колесе. Целью исследования является экспериментальное определение геометрических характеристик участков разного трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью в режиме торможения.

Ключевые слова: эластичное колесо, твердая опорная поверхность, взаимодействие, пятно контакта, участки трения, характеристики, измерение

© Балакина Е. В., Сарбаев Д. С., Денисенко И. К., 2024.

* Исследование выполнено за счет средств программы развития ВолгГТУ «Приоритет 2030», в рамках научного проекта № 9/644-24.

E. V. Balakina, D. S. Sarbaev, I. K. Denisenko

EXPERIMENTAL STUDIES OF FRICTION IN THE CONTACT PATCH OF A WHEEL WITH A SOLID SUPPORTING SURFACE IN BRAKING MODE

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

The environmental friendliness of a vehicle depends on many factors, including the wear of the support wheel tires. Tire wear is the result of the wear process and is determined by the work of the friction force in the contact patch with the supporting surface. The amount of this work depends on the ratio of areas with static and sliding friction in the contact patch. Modern research by both domestic and foreign authors is more qualitative than quantitative. There are also different opinions about the relative position of different friction areas in the contact patch of a wheel during braking mode. Some believe that the static friction area is always located in the front part of the contact patch, others – the static friction area is located in the rear of the contact patch, including braking mode, and the sliding friction area extends towards the front part contact patch. In this study, the quantitative characteristics of the static and sliding friction areas in the contact patch are determined: their relative location, sizes at different values of braking moments on the wheel. The purpose of the study is to experimentally determine the geometric characteristics of different friction areas in the contact patch of an elastic wheel with a solid supporting surface in braking mode.

Keywords: elastic wheel, solid supporting surface, interaction, contact patch, friction areas, characteristics, measurement

Введение

Шины различных транспортных средств (ТС) взаимодействуют с твердой опорной поверхностью, например, с дорогами или взлетно-посадочными полосами. Свойства устойчивости движения ТС определяются явлениями, происходящими в пятнах контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью, поэтому производители шин стремятся обеспечить ряд их важных свойств: сцепные, упругие, прочностные [1–12].

Для улучшения устойчивости движения за счет повышения сцепных свойств шин, современные ТС, в том числе беспилотные, оснащаются системами контроля и управления движением. Их алгоритмы функционирования предусматривают управляемые исполнительные воздействия на колеса и шины. Несмотря на то что эти системы все время совершенствуются, их наличие не всегда способствует сохранению устойчивости ТС [5]. Например, известно, что в некоторых режимах движения работа этих систем приводит к потере устойчивости движения ТС. Это режимы при наличии боковой силы даже малой величины, составляющей 15...20 % от веса ТС. Предположительно это связано с недостаточной изученностью явлений, происходящих в пятнах контакта колес с дорогой, особенно при наличии боковой силы, что приводит к проблеме некорректности моделирования этих явлений.

В связи с этим возникает необходимость дальнейшего исследования процессов взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью, особенно при наличии боковой силы. Появляется ряд задач, одна из которых за-

ключается в расчете изменяющихся геометрических характеристик участков с трением покоя и трением скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью, по-разному воспринимающих внешние силы и по-разному создающих реакции на колесо.

Методы и подходы

Целью исследования является экспериментальное определение геометрических характеристик участков разного трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью в режиме торможения.

Для достижения цели исследования создана экспериментальная установка для определения взаимного расположения участков с трением покоя и скольжения в пятне контакта колеса с твердой опорной поверхностью (см. рисунок).

В данном эксперименте использовалась шина 4.10/3.50-5 (для аэродромной тележки), диагональная, производителя Omega (Тайвань), которая имеет давление по паспорту – 2,5 атм; нагрузку – 1100 Н. Давление создавалось компрессором ДС 12V 300 PSI, рассчитанным на максимальное давление до 3 атм, контролировалось манометром типа МТИ ГОСТ 2405-63.

Экспериментальная установка содержит шарнирно установленное в горизонтальном положении эластичное колесо, взаимодействующее с твердой опорной поверхностью из оптически прозрачного материала. Она является моделью дороги и обеспечивает возможность визуализации явлений в пятне контакта колеса. Установка позволяет нагружать колесо нормальной и продольной нагрузками до появления полного скольжения в пятне контакта.



Фотография экспериментальной установки

Производилось комбинированное нагружение шины: сначала радиальное (паспортная нагрузка), потом продольное. Измерялись нормальная и продольная силы и соответствующие деформации шины.

При проведении эксперимента изображение пятна контакта фиксировалось цифровой видеокамерой со скоростью съемки 60 кадров в секунду, что оказалось достаточным для визуализации явлений, происходящих в пятне контакта колеса. Съемка производилась в процессе продольного нагружения до наступления полного скольжения в пятне контакта, через оптическую линзу с фокусным расстоянием 0,2 м для зрительного увеличения размеров пятна контакта. Обработка видеозаписи производилась с использованием анализа изображений пятна контакта на компьютере с визуализацией на большом мониторе. Большой монитор и линза обеспечивают стократное увеличение размеров пятна контакта. Это исключает сопоставимость измеряемых величин параметров длины с величинами погрешности измерений.

Наличие трения покоя или скольжения в каждой исследуемой точке пятна контакта определялось по нарастанию, сохранению или убыванию продольных деформаций. Нарастание продольной деформации в i -й точке пятна контакта характеризует наличие трения покоя, а убывание – трения скольжения. Сохранение числового значения деформации свидетельствует о пограничном состоянии.

Выводы

1. В пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью в ведущем режиме колеса участок трения покоя смещается вперед относительно направления вектора поступательной скорости колеса, то есть в сторону передней части пятна контакта.

2. В пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью в тормозном режиме колеса участок трения покоя смещается назад относительно направления вектора поступательной скорости колеса, то есть в сторону задней части пятна контакта.

3. В пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью участок скольжения появляется на продольной оси пятна контакта, на расстоянии от центра приблизительно в $1/4$ часть от длины пятна контакта. Затем он распространяется в обе стороны.

4. Центр участка трения покоя в пятне контакта перемещается в сторону действующего момента на величину, пропорциональную моменту.

5. Максимальное перемещение центра участка трения покоя соответствует моменту, максимальному по условиям сцепления, и составляет $1/3$ длины пятна контакта для всех видов и состояний твердой опорной поверхности. При достижении этого перемещения наступает полное скольжение в пятне контакта, когда участок трения скольжения занимает всю его площадь.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балабин, И. В. Механика колеса мобильной машины: учебное пособие / И. В. Балабин, И. С. Чабунин; под общ. ред. И. В. Балабина. – М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2022. – 392 с.
2. Балакина, Е. В. Расчет коэффициента сцепления устойчивого эластичного колеса с твердой опорной поверхностью при наличии боковой силы / Е. В. Балакина // Трение и износ. – 2019. – Т. 40, № 6. – С. 756–765.
3. Зотов, В. М. Физический метод оценки коэффициента продольного проскальзывания автомобильного колеса на твердой поверхности / В. М. Зотов и др. // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2018. – № 3 (51). – С. 338–349.
4. Измерительный комплекс для определения эффективности действия электронных систем контроля устойчивости автомобилей / С. Р. Кристальный, М. А. Топорков, В. А. Фомичев, Н. В. Попов // Автотранспортное предприятие. – 2015. – № 6. – С. 37–41.
5. Работа автомобильной шины / Под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 283 с.
6. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2022. – 576 с.
7. Balakina, E. V. Qualitative Research of Combined Friction in Contact of Elastic Wheel with Solid Surface / E. V. Balakina, D. S. Sarbaev // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2018) (Moscow, Russia, 15–18 May, 2018). – Cham (Switzerland): Springer, 2019. – P. 773–779. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_80.
8. Hans, B. Pacejka. Tire and Vehicle Dynamics. – Published by Elsevier Ltd, USA, 2012. – 632 p.
9. Kubba, A. I., Hall G. J., Varghese S., Olatunbosun O. A., Anthony C. J. (2018) Modeling of contact patch in dual-chamber pneumatic tires. Tire Science and Technology, USA. – Vol. 46(2). – P. 78–92.
10. Morris, de Beer, Colin Fisher, Louw Kannemeyer. Tyre - pavement interface contact stresses on flexible pavements – quo vadis? / 8th Conference on asphalt pavements for Southern Africa, June 2012.
11. Seyedmeysam KHALEGHIAN et al. A technical survey on tire-road friction estimation. Friction, USA, 2017. – Vol. 5. – No 2. – P. 123–146.
12. Svendenius, Jakob. Tire Modeling and Friction Estimation. – Department of Automatic Control Lund University, Lund, Sweden, 2007. – 194 p.

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 2024 г. (научные издания). Поз. № 19ж. Дата выхода в свет 24.09.2024 г.
Формат 60 × 84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,51. Уч.-изд. л. 6,17.
Тираж 100 экз. Свободная цена. Заказ № 438.

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.