

ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ:

промышленность и транспорт

№ 1 (50)
2025



16+

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ





Издается
с января 2004 г.

ISSN 2500-0586

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

Редакционная коллегия:

Е. В. Балакина — д.т.н., проф. ВолгГТУ
А. В. Баранов — д.ф.-м.н.,
проф. РГУ нефти и газа, г. Москва
А. Б. Голованчиков — д.т.н., проф. ВолгГТУ
А. Е. Городецкий — д.т.н.,
проф. 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.

№ 1 (50)
Март
2025

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

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

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

Официальный сайт Учредителя: www.vstu.ru

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», 2025

Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport (Energy and Resource Saving: Industry and Transport) science-technical journal

Journal is registered in the Federal Service for supervision
of communications, information technology and mass media
(Roscomnadzor) registration certificate:
ПН N° (ФС77-64543, registration date: 22 January 2016

**№ 1 (50)
March
2025**

FOUNDER:

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

Periodicity: four times per year

Editorial office address:

Russia, 400005, Volgograd, Lenin avenue, 28

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

e-mail: lysak2@vstu.ru

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

e-mail: pahp@vstu.ru

Official website: www.vstu.ru

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

- | | |
|---------------------------|-----------------------------|
| Баранова Е. Ю. 17 | Нефедьев А. И. 45 |
| Великанова М. В. 54 | Польская Н. Н. 13 |
| Голованов И. Ю. 6 | Попов А. В. 54 |
| Голованчиков А. Б. 22, 28 | Потапов П. В. 61, 71 |
| Диков В. А. 17 | Садманова М. В. 13 |
| Евсеева А. В. 61, 71 | Самойленко А. Ю. 13 |
| Елфимова О. И. 40 | Смирнов М. В. 13 |
| Ермоловский А. В. 13 | Соколов-Добрев Н. С. 61, 71 |
| Залипаева О. А. 22 | Сомов А. В. 45 |
| Занина К. О. 6 | Суркаев А. Л. 49 |
| Иванов А. В. 22 | Тарасова Ю. С. 13 |
| Клементьев Е. В. 61, 71 | Удиванов Е. С. 61, 71 |
| Костин В. Е. 54 | Чернова Г. А. 54 |
| Кутейников П. Д. 40 | Шеховцов В. В. 61, 71 |
| Лавренюк А. А. 61 | Шибитова Н. В. 22 |
| Лагуткин М. Г. 6, 17 | Шилин А. Н. 40 |
| Лазаренков Н. М. 71 | Шурак А. А. 28 |
| Макеев А. Е. 17 | Юрицына А. М. 6 |
| Матягина Е. Л. 13 | Яблонский В. О. 33 |
| Мунтяева Д. А. 13 | |

AUTHOR INDEX

- | | |
|----------------------------|-----------------------------|
| Baranova E. Y. 17 | Polskaya N. N. 13 |
| Chernova G. A. 54 | Popov A. V. 54 |
| Dikov V. A. 17 | Potapov P. V. 61, 71 |
| Elfimova O. I. 40 | Sadmanova M. V. 13 |
| Ermolovskiy A. V. 13 | Samoylenko A. Y. 13 |
| Evseeva A. V. 61, 71 | Shekhovtsov V. V. 61, 71 |
| Golovanchikov A. B. 22, 28 | Shibitova N. V. 22 |
| Golovanov I. Yu. 6 | Shilin A. N. 40 |
| Iuritsyna A. M. 6 | Shurak A. A. 28 |
| Ivanov A. V. 22 | Smirnov M. V. 13 |
| Klementiev E. V. 61, 71 | Sokolov-Dobrev N. S. 61, 71 |
| Kostin V. E. 54 | Somov A. V. 45 |
| Kuteynikov P. D. 40 | Surkaev A. L. 49 |
| Lagutkin M. G. 6, 17 | Tarasova Y. S. 13 |
| Lavrenyuk A. A. 61 | Udivanov E. S. 61, 71 |
| Lazarenkov N. M. 71 | Velikanova M. V. 54 |
| Makeev A. E. 17 | Yablonskii V. O. 33 |
| Matyagina E. L. 13 | Zalipaeva O. A. 22 |
| Muntyaeva D. A. 13 | Zanina K. O. 6 |
| Nefed'ev A. I. 45 | |

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

<i>Голованов И. Ю., Занина К. О., Лагуткин М. Г., Юрицына А. М.</i> Анализ эффективности процесса теплопередачи в двухтрубном теплообменном аппарате с тангенциальным вводом теплоносителя.....	6
<i>Ермоловский А. В., Самойленко А. Ю., Смирнов М. В., Матягина Е. Л., Польская Н. Н., Тарасова Ю. С., Мунтяева Д. А., Садманова М. В.</i> Химико-технологическое решение для восстановления приемистости нагнетательных скважин.....	13
<i>Макеев А. Е., Лагуткин М. Г., Баранова Е. Ю., Диков В. А.</i> Обоснование выбора конструктивных параметров вихревого гидроразделителя.....	17
<i>Шибитова Н. В., Голованчиков А. Б., Залипаева О. А., Иванов А. В.</i> Повышение энергоэффективности депропанизатора блока газофракционирования.....	22
<i>Голованчиков А. Б., Шурак А. А.</i> Энергоэффективность использования резонансных и околорезонансных колебаний при виброожижении шинного регенерата в шахтной сушилке.....	28
<i>Яблонский В. О.</i> Анализ влияния фактора разделения и пластических свойств среды на показатели процесса двухстадийной флотации в гидроциклоне.....	33
<i>Шилин А. Н., Елфимова О. И., Кутейников П. Д.</i> Анализ надежности различных конструкций реле частоты.....	40
<i>Сомов А. В., Нефедьев А. И.</i> Цифровая система мониторинга физических нагрузок.....	45
<i>Суркаев А. Л.</i> Ударная волна электрического взрыва плоской фольги в цилиндрической разрядной камере с воздушной средой.....	49

Часть 2. ТРАНСПОРТ

<i>Великанова М. В., Попов А. В., Чернова Г. А., Костин В. Е.</i> Развитие инфраструктуры зарядных станций для электромобилей в Волгоградской области.....	54
<i>Клементьев Е. В., Шеховцов В. В., Потапов П. В., Соколов-Добрев Н. С., Удиванов Е. С., Евсеева А. В., Лавренюк А. А.</i> Разработка динамической и математической моделей микроавтобуса скорой медицинской помощи для анализа характеристик системы виброзащиты салона.....	61
<i>Клементьев Е. В., Шеховцов В. В., Потапов П. В., Соколов-Добрев Н. С., Удиванов Е. С., Евсеева А. В., Лазаренков Н. М.</i> Совершенствование устройства крепления кузова к раме автомобиля скорой медицинской помощи.....	71
К сведению авторов.....	79

CONTENTS

Part 1. INDUSTRY

<i>Golovanov I. Yu., Zanina K. O., Lagutkin M. G., Iuritsyna A. M.</i> Analysis of the efficiency of the heat transfer process in a two-tube heat exchanger with tangential coolant inlet.....	6
<i>Ermolovskiy A. V., Samoylenko A. Y., Smirnov M. V., Matyagina E. L., Polskaya N. N., Tarasova Y. S., Muntyaeva D. A., Sadmanova M. V.</i> Chemical and technological solution for restoring the capacity of injection wells.....	13
<i>Makeev A. E., Lagutkin M. G., Baranova E. Y., Dikov V. A.</i> Justification of the choice of design parameters of a vortex hydraulic separator.....	17
<i>Shibitova N. V., Golovanchikov A. B., Zalipaeva O. A., Ivanov A. V.</i> Improving the energy efficiency of the depropanizer gas fractionation unit.....	22
<i>Golovanchikov A. B., Shurak A. A.</i> Energy efficiency of the use of resonant and near-resonant vibrations during vibration liquefaction of tire regenerate in a shaft dryer.....	28
<i>Yablonskii V. O.</i> Analysis of the influence of the separation factor and the plastic properties of the medium on the indicators of the two-stage flotation process in a hydrocyclone.....	33
<i>Shilin A. N., Elfimova O. I., Kuteynikov P. D.</i> Reliability analysis of various types of frequency relays.....	40
<i>Somov A. V., Nefed'ev A. I.</i> Digital physical activity monitoring system.....	45
<i>Surkaev A. L.</i> Shock wave of electric explosion of flat foil in cylindrical discharge chamber with air environment.....	49

Part 2. TRANSPORT

<i>Velikanova M. V., Popov A. V., Chernova G. A., Kostin V. E.</i> Development of infrastructure of charging stations for electric vehicles in the Volgograd region.....	54
<i>Klementiev E. V., Shekhovtsov V. V., Potapov P. V., Sokolov-Dobrev N. S., Udivanov E. S., Evseeva A. V., Lavrenyuk A. A.</i> Development of dynamic and mathematical models of ambulance van for analysis of characteristics of cabin vibration protection system.....	61
<i>Klementiev E. V., Shekhovtsov V. V., Potapov P. V., Sokolov-Dobrev N. S., Udivanov E. S., Evseeva A. V., Lazarenkov N. M.</i> Improvement the body mount device to the frame of ambulance van.....	71

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УДК 621.565.952.4

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-6-12

И. Ю. Голованов, К. О. Занина, М. Г. Лагуткин, А. М. Юрицына
**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
 В ДВУХТРУБНОМ ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ
 С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМ ВВОДОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

Московский политехнический университет

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

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

Одной из актуальных задач химической, пищевой и смежных отраслей промышленности является совершенствование теплообменных аппаратов, направленное на повышение эффективности процесса теплопередачи. При оценке эффективности процесса теплопередачи в рекуперативных теплообменных аппаратах необходимо учитывать как количество передаваемого тепла, так и отношение затрачиваемой энергии на перекачивание теплоносителей к количеству передаваемого тепла. Также стоит учитывать площадь поверхности теплопередачи, необходимую для передачи энергии в виде тепла между теплоносителями в теплообменном аппарате, которая определяется в соответствии с основным уравнением теплопередачи. Одной из конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов является двухтрубный теплообменный аппарат, который также называют теплообменником типа «труба в трубе». В статье представлены данные, полученные с использованием компьютерного моделирования, по эффективности процесса теплопередачи типовой конструкции двухтрубного теплообменного аппарата и запатентованной конструкции, профиль теплообменной трубы в которой имеет форму эпитрохоиды с 8 лепестками. Также с использованием компьютерного моделирования показано изменение эффективности процесса теплопередачи данных конструкций теплообменных аппаратов при тангенциальном вводе теплоносителя в межтрубное пространство. В компьютерных моделях задавались равные исходные данные (температура рабочих сред на входе в теплообменный аппарат, материал и габаритные размеры теплообменного аппарата, объемные расходы теплоносителей). На основании представленных данных проведен сравнительный анализ конструкций теплообменных аппаратов по показателям эффективности процесса теплопередачи.

Ключевые слова: двухтрубный теплообменный аппарат, интенсификация теплообмена, габаритные размеры, профиль теплообменной трубы, тангенциальный ввод, гидравлическое сопротивление, энергетические затраты, компьютерная модель, конструирование, исследования

I. Yu. Golovanov, K. O. Zanina, M. G. Lagutkin, A. M. Iuritsyna
**ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF THE HEAT TRANSFER
 PROCESS IN A TWO-TUBE HEAT EXCHANGER WITH
 TANGENTIAL COOLANT INLET**

Moscow Polytechnic University

An urgent task of the chemical and related industries is to increase the efficiency of the heat transfer process in heat exchangers. The evaluation of the efficiency of the heat transfer process in heat exchangers includes the amount of heat transferred and the ratio of the energy spent on pumping heat carriers to the amount of heat transferred. It is also necessary to take into account the heat transfer surface area (for heat transfer between heat carriers in a heat exchanger), which is determined by the basic heat transfer equation. One of the designs of regenerative heat exchangers is a two-tube heat exchanger, which is also called a «pipe-in-pipe» type heat exchanger. The article presents the results of computer simulation of the efficiency of the heat transfer process of a typical design of a two-tube heat exchanger and a patented design (with a heat exchanger tube in the form of an epitrochoid with 8 lobes). Computer modeling shows a change in the efficiency of the heat transfer process in the heat exchangers during tangential injection of the coolant into the inter-tube space. In computer models, equal initial data were set (temperature of heat carriers at the entrance to the heat exchanger, material and overall dimensions of the heat exchanger, volumetric flow rates of heat carriers). Based on the presented results, a comparative analysis of the designs of the heat exchangers (according to the efficiency of the heat transfer process) was carried out.

Keywords: heat exchanger «pipe in a pipe», intensification of heat transfer, dimensions, heat exchange pipe profile, tangential input, hydraulic resistance, energy consumption, computer modeling, design, research

Двухтрубные теплообменные аппараты широко применяются в различных отраслях промышленности и представляют собой одну из

конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов (рис. 1).

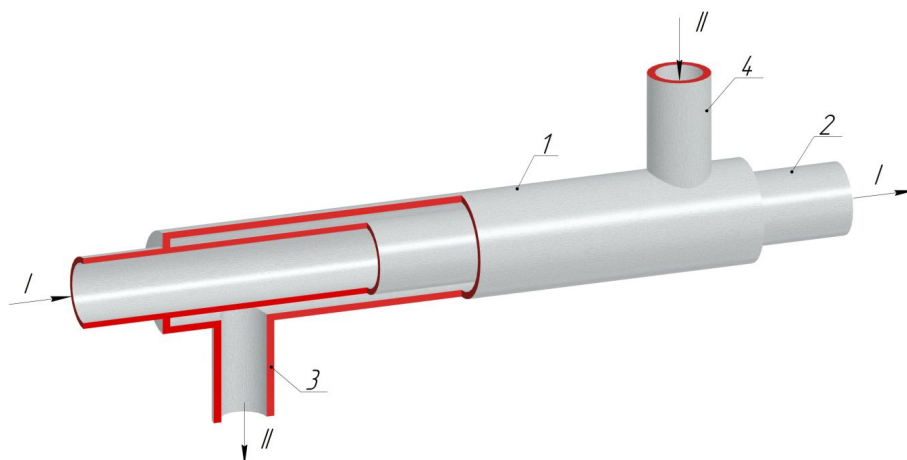


Рис. 1. Двухтрубный теплообменный аппарат:

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

Практически ни одно современное производство химической, нефтегазовой, пищевой и легкой промышленности не обходится без рекуперативных теплообменных аппаратов.

Конструкция данных аппаратов позволяет обеспечивать максимально возможные и соизмеримые по величине значений коэффициенты теплоотдачи за счет изменения площади проходного сечения каждого из теплоносителей. Совершенствование конструкций двухтрубных теплообменных аппаратов, направленное на повышение эффективности процесса теплопередачи, является актуальной задачей.

При оценке эффективности процесса теплопередачи в двухтрубных теплообменных аппаратах необходимо учитывать количество передаваемого тепла, определяемое по основному уравнению 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 теплопередачи, м²; Δt – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, °C.

Величина коэффициента теплопередачи K , входящего в уравнение (1), определяется как [1]:

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

где α_1 – коэффициент теплоотдачи трубного пространства, Вт/(м²·°C); α_2 – коэффициент теплоотдачи межтрубного пространства, Вт/(м²·°C); $\delta_{ст}$ – толщина стенки теплообменной трубы, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки теплообменной трубы, Вт/(м·°C); $R_{заг}$ – термическое сопротивление загрязнений на стенке теплообменной трубы, (м²·°C)/Вт.

В соответствии с уравнением (2) величина коэффициента теплопередачи K всегда меньше величины меньшего из коэффициентов теплоотдачи α_1 , α_2 . Следовательно, для повышения эффективности процесса теплопередачи в теплообменном аппарате рационально повышать величину лимитирующего коэффициента теплоотдачи.

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

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

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля.

Коэффициенты теплоотдачи определяются через критерий Нуссельта Nu [1]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_{ст}}, \quad (4)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C); d – диаметр теплообменной трубы и эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

Критерий Рейнольдса Re записывается следующим образом [1]:

$$Re = \frac{V \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (5)$$

где V – скорость теплоносителя, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; μ – динамическая вязкость теплоносителя, Па·с.

Критерий Прандтля Pr включает физико-химические свойства теплоносителей [1]:

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda_{ст}}, \quad (6)$$

где c – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·°C).

Согласно выражению (5) увеличение скорости теплоносителя увеличивает величину критерия Рейнольдса Re , что в соответствии с уравнением (3) приводит к увеличению критерия Нуссельта Nu и коэффициента теплоотдачи α .

Также при оценке эффективности процесса теплопередачи в двухтрубных теплообменных

аппаратах стоит учитывать потери энергии на перекачивание теплоносителей в процессе их эксплуатации [1]:

$$W = V_T \cdot \Delta P_T + V_{MT} \cdot \Delta P_{MT}, \quad (7)$$

где W – потери энергии на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт; V_T – объемный расход теплоносителя в трубном пространстве, м³/с; ΔP_T – гидравлическое сопротивление в трубном пространстве, Па; V_{MT} – объемный расход теплоносителя в межтрубном пространстве, м³/с; ΔP_{MT} – гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве, Па.

Проведем сравнительный анализ эффективности процесса теплопередачи в различных конструкциях двухтрубных теплообменных аппаратов с учетом уравнений (1), (3) и (7). В качестве типовой конструкции рассмотрим теплообменный аппарат

$$\frac{\text{ТТОН-1-25/57-1,6/1,6}}{1,6\text{-Г-МЗ-У}} \text{ ТУ } 3612\text{-014-00220302-99 [2].}$$

Данная конструкция является однопоточной и неразборной, кожуховая (длина 1400 мм, диаметр 57×4 мм) и теплообменная (длина 1500 мм, диаметр 25×3 мм) трубы выполнены гладкими из стали марки 08X18N10T (AISI 304) [3].

С использованием компьютерного моделирования проанализируем технологические параметры теплообменного аппарата, задавшись следующими исходными данными: теплоносители трубного и межтрубного пространств – вода; температура воды на входе в трубное пространство – 60 °C; температура воды на входе в межтрубное пространство – 20 °C; скорость воды в патрубках ввода в трубное и межтрубное пространства – 1,0 м/с. Примем длину патрубков межтрубного пространства в компьютерной модели теплообменного аппарата, равную 155 мм. Дальнейшее моделирование конструкций двухтрубных теплообменных аппаратов будем проводить с аналогичными исходными данными.

По результатам компьютерного моделирования типовой конструкции двухтрубного теплообменного аппарата получены следующие данные: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,64 °C; температура во-

ды на выходе из межтрубного пространства – 22,04 °C; 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 – $2,82 \cdot 10^{-4}$ м³/с; объемный расход воды в межтрубном пространстве V_{MT} – $4,51 \cdot 10^{-4}$ м³/с; количество передаваемого тепла Q – 3879,49 Вт; коэффициент теплопередачи K – 579,34 Вт/(м²·°C). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q в типовой конструкции равно $1,95 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

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

На рис. 2 видно неравномерное распределение температуры потока теплоносителя в сечении межтрубного пространства типовой конструкции теплообменного аппарата, что приводит к снижению эффективности процесса теплопередачи.

Далее проведем компьютерное моделирование запатентованной конструкции теплообменного аппарата [4] (рис. 3).

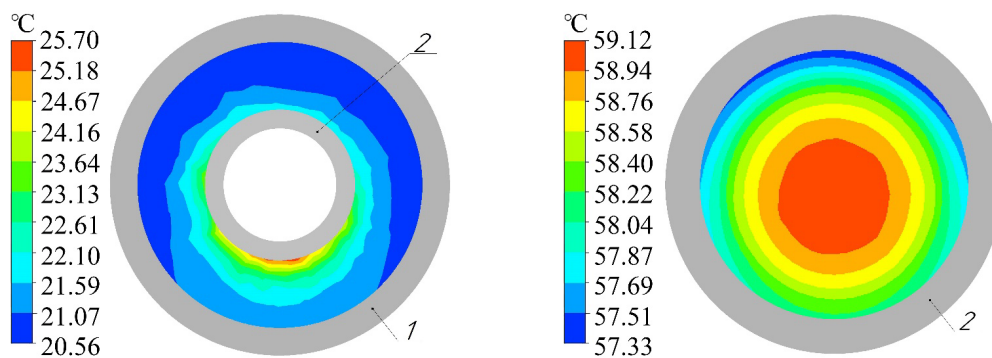


Рис. 2. Распределение температуры теплоносителей в типовой конструкции теплообменного аппарата (поперечное сечение по центру длины труб):

1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба

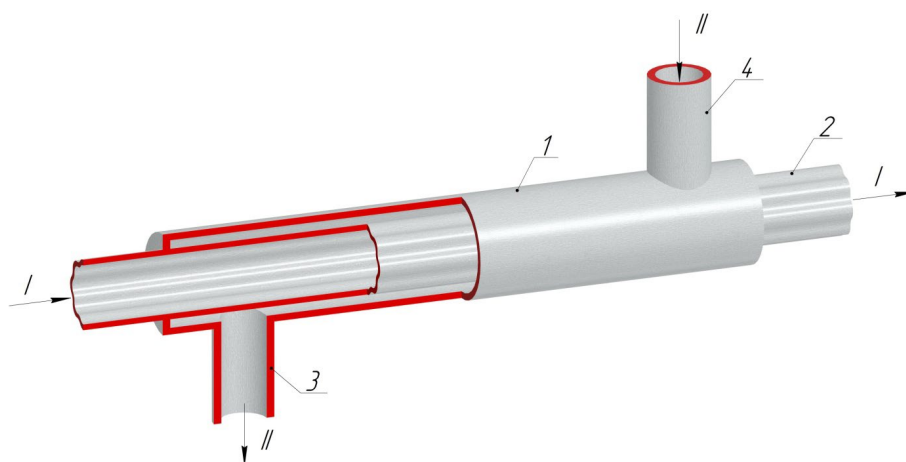


Рис. 3. Двухтрубный теплообменный аппарат по патенту [4]:

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

Отличительной особенностью данной конструкции является профиль теплообменной трубы – эпитрохоида с 8 лепестками. Такой профиль трубы может быть получен из трубы круглого сечения путем технологической операции «прокатка», причем эпитрохоида будет вписана в окружность круглой трубы-заготовки. В компьютерной модели теплообменного аппарата эпитрохоида будет вписана в поперечное сечение теплообменной трубы типовой конструкции теплообменного аппарата (рис. 4).

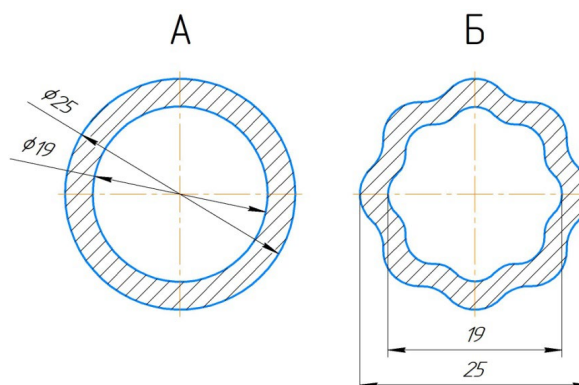


Рис. 4. Поперечное сечение теплообменной трубы:

А – типовой конструкции теплообменного аппарата;

Б – конструкции по патенту [4]

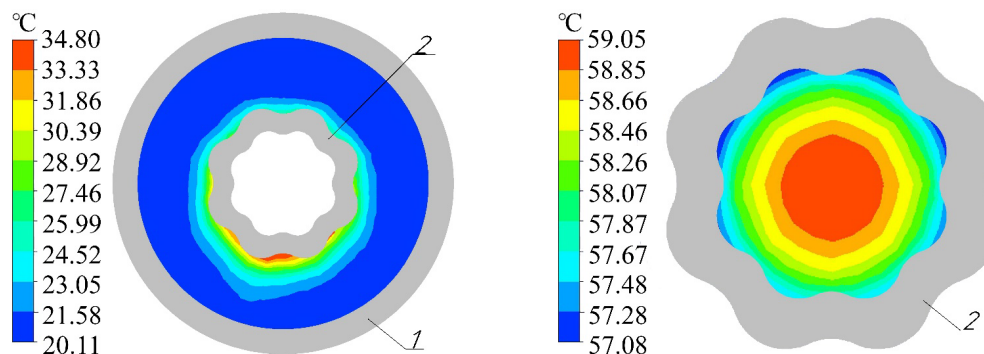


Рис. 5. Распределение температуры теплоносителей в конструкции теплообменного аппарата по патенту [4]
(поперечное сечение по центру длины труб):
1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба

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

На рис. 5 распределение температуры теплоносителя в межтрубном пространстве запатентованной конструкции теплообменного аппарата является более равномерным (в сравнении с типовой конструкцией).

По результатам компьютерного моделирования запатентованной конструкции теплообменного аппарата получены следующие данные: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,47 °C; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,12 °C; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве ΔP_T – 984 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве ΔP_{MT} – 1147 Па; количество передаваемого тепла Q – 4073,35 Вт; коэффициент теплопередачи K – 604,57 Вт/(м²·°C). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q равно $1,95 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

Таким образом, относительные затраты энергии получились такими же, как и в типовой конструкции теплообменного аппарата, однако при этом коэффициент теплопередачи увеличился на 4,3 %, и, в соответствии с основным уравнением теплопередачи (1), на эту же величину уменьшились габариты теплообменного аппарата.

Для более равномерного распределения скорости и температуры потока теплоносителя расположим патрубки межтрубного простран-

ства тангенциально относительно оси теплообменного аппарата в типовой и запатентованной конструкциях.

Графическое изображение распределения температуры теплоносителей в поперечном сечении теплообменных аппаратов по центру длины труб представлено на рис. 6.

Полученные данные по распределению температур в межтрубном пространстве (при тангенциальном вводе и выводе теплоносителя) типовой и запатентованной конструкций двухтрубных теплообменных аппаратов, приведенные на рис. 6, показывают, что в поперечном сечении происходит выравнивание температур теплоносителей (в сравнении с расположением патрубков межтрубного пространства по радиусу).

По результатам компьютерного моделирования получены следующие данные типовой конструкции с тангенциальным расположением патрубков межтрубного пространства: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,55 °C; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,10 °C; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве ΔP_T – 869 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве ΔP_{MT} – 1239 Па; количество передаваемого тепла Q – 3992,08 Вт; коэффициент теплопередачи K – 590,62 Вт/(м²·°C). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q равно $2,01 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

Таким образом, относительные затраты энергии несколько увеличились по сравнению с типовой конструкцией, однако при этом коэффициент теплопередачи увеличился на 2,01 %.

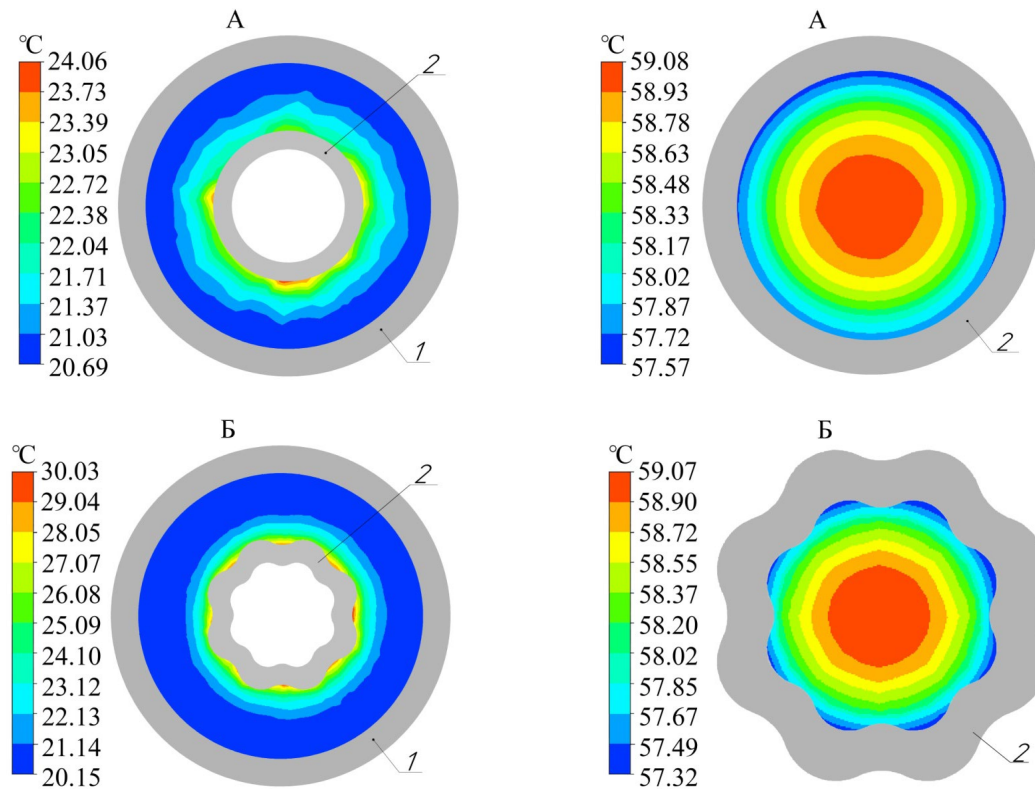


Рис. 6. Распределение температуры теплоносителей в теплообменных аппаратах с тангенциальным вводом и выводом теплоносителя межтрубного пространства (поперечное сечение по центру длины труб): 1 – кожуховая труба; 2 – теплообменная труба; А – типовая конструкция теплообменного аппарата; Б – конструкция по патенту [4]

Для запатентованной конструкции при тангенциальном расположении патрубков межтрубного пространства получены следующие результаты: температура воды на выходе из трубного пространства – 56,57 °С; температура воды на выходе из межтрубного пространства – 22,02 °С; гидравлическое сопротивление в трубном пространстве $\Delta P_{\text{т}}$ – 984 Па; гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве $\Delta P_{\text{мт}}$ – 1254 Па; количество передаваемого тепла Q – 3952,15 Вт; коэффициент теплопередачи K – 575,38 Вт/(м²·°С). Отношение потерь энергии на перекачивание теплоносителей W к количеству передаваемого тепла Q составляет $2,13 \cdot 10^{-4}$ Вт/Вт.

Таким образом, по сравнению с типовой конструкцией, относительные энергетические затраты увеличились при уменьшении коэффициента теплопередачи.

Необходимо отметить, что изменение профиля теплообменной трубы с круглого на эпитрохоиду с 8 лепестками повышает эффективность процесса теплопередачи в теплообменном аппарате. Такое решение позволяет выравнивать распределение температуры потока

теплоносителя в межтрубном пространстве, что приводит к увеличению коэффициента теплопередачи K .

Тангенциальный ввод и вывод теплоносителя межтрубного пространства в типовой конструкции теплообменного аппарата обеспечивает более равномерное распределение температуры потока теплоносителя в межтрубном пространстве и увеличение коэффициента теплопередачи. Данное конструктивное решение позволяет уменьшить габаритные размеры теплообменного аппарата для передачи заданного количества тепла Q .

Тангенциальный ввод и вывод теплоносителя межтрубного пространства в конструкции теплообменного аппарата с теплообменной трубой с сечением в форме эпитрохоиды с 8 лепестками нецелесообразен как в сравнении с расположением патрубков межтрубного пространства по радиусу в запатентованной конструкции [4], так и с тангенциальным в типовой конструкции. Наблюдается снижение коэффициента теплопередачи K , уменьшение количества передаваемого тепла Q и увеличение затрат энергии на перекачивание теплоносителей W .

Решения по изменению профиля теплообменной трубы на эпитрохоиду с 8 лепестками и тангенциальное (к кожуховой трубе) расположение патрубков межтрубного пространства могут найти свое применение не только в теплообменных аппаратах типа «труба в трубе», но и в других аппаратах химической и смежных отраслей промышленности. К примеру, схожей конструкцией обладают криоконцентраторы емкостного типа, используемые для концентрирования пищевых продуктов. Одна из современных конструкций такого аппарата представлена в патенте [5]. В статьях [6; 7] подробно показано, что эффективность работы данных аппаратов также связана с равномерностью распределения температуры теплоносителя в межтрубном пространстве.

Выводы

1. Изменение профиля теплообменной трубы в двухтрубном теплообменном аппарате на эпитрохоиду с 8 лепестками повышает эффективность процесса теплопередачи от жидкого теплоносителя в сравнении с типовой конструкцией двухтрубного теплообменного аппарата, где используется теплообменная труба круглого сечения. Повышение эффективности процесса теплопередачи заключается в обеспечении большего количества передаваемого тепла и уменьшении отношения потерь энергии на перекачивание теплоносителей к количеству передаваемого тепла (несмотря на незначительное увеличение энергетических затрат на перекачивание теплоносителей в теплообменном аппарате).

2. Проведенные исследования с использованием компьютерного моделирования технологических параметров двухтрубного теплообменного аппарата показали, что при жидком теплоносителе (вода) эффективность процесса теплопередачи типовой конструкции может быть повышена за счет тангенциального расположения патрубков межтрубного пространства

к кожуховой трубе. Обеспечивается повышение коэффициента теплопередачи (за счет выравнивания распределения температуры теплоносителя в межтрубном пространстве), что приводит к увеличению количества передаваемого тепла в теплообменном аппарате.

3. Для конструкции теплообменного аппарата с теплообменной трубой в форме эпитрохоиды с 8 лепестками тангенциальный ввод и вывод теплоносителя межтрубного аппарата нецелесообразен. Наблюдается снижение коэффициента теплопередачи и количества передаваемого тепла одновременно с увеличением гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве теплообменного аппарата.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимонин, А. С. Оборудование нефтегазопереработки, химических и нефтехимических производств: учебник / А. С. Тимонин [и др.]: под. общ. ред. А. С. Тимонина. – 2-е изд., перераб., испр. и доп. – М., Вологда: Инфа-Инженерия, 2022. – 948 с.
2. ТУ 3612-014-00220302-99 Теплообменники труба в трубе. Введ. 01.10.1999. – М.: АООТ «ВНИИНЕФТЕМАШ», 1999. – 109 с.
3. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с изменениями № 1; 2). Введ. 01.01.1998. – М.: ИПК «Издательство стандартов», 1998. – 11 с.
4. 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 г. Бюл. № 2.
5. Патент РФ на полезную модель №219187, МПК B01D 9/04. Емкостной криоконцентратор / М. А. Угольникова, В. Б. Сапожников, В. Чернявская, И. Ю. Голованов. Оpubл. 04.07.2023 г. Бюл. № 19.
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.

УДК 624.131.382.3

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-13-17

*А. В. Ермоловский, А. Ю. Самойленко, М. В. Смирнов, Е. Л. Матягина
Н. Н. Польская, Ю. С. Тарасова, Д. А. Мунтяева, М. В. Садманова*

**ХИМИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ
ПРИЕМИСТОСТИ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ СКВАЖИН**

ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг», г. Волгоград

Alexey.Ermolovsky@lukoil.com, Andrey.Samoylenko@lukoil.com, Mikhail.Smirnov@lukoil.com,
Elena.Matyagina@lukoil.com, Natalya.Polskaya@lukoil.com, Yuliya.Tarasova@lukoil.com,
Darya.Lashko@lukoil.com, Mariya.Sadmanova@lukoil.com

Автор, ответственный за переписку: Алексей Владимирович Ермоловский,
Alexey.Ermolovsky@lukoil.com

На конкретных примерах показано использование комплексного подхода к лабораторным и промышленным исследованиям техногенных отложений, для реализации технического решения увеличения приемистости нагнетательных скважин. В статье авторы указывают на необходимость всестороннего изучения техногенных отложений с целью установления их химического и минералогического составов для наиболее эффективного планирования геолого-технических мероприятий по ликвидации данных осложнений и выработки алгоритмов предотвращения колюматации призабойной зоны скважины. Показано негативное влияние смолисто-асфальтенистых веществ в смеси с механическими примесями при образовании непроницаемой оболочки из смол и асфальтенов на поверхности колюматанта, что сводит к минимуму эффективность воздействия на пласт кислотными составами. Объяснены причины неэффективных кислотных обработок призабойной зоны пласта в нагнетательном фонде скважин. Разработана и внедрена поэтапная технология обработки призабойной зоны пласта с чередованием закачек в пласт органических растворителей с высоким содержанием ароматических углеводородов и кислотных составов. Показана особая важность ароматических углеводородов в составе органических растворителей для растворения смол и асфальтенов, с последующим эффективным диспергированием техногенных отложений и циклом очистки призабойной зоны пласта.

Ключевые слова: техногенные отложения, призабойная зона пласта, нагнетательные скважины, механические примеси, колюматант, кислотная обработка, лепидокрокит, минеральный состав, смолисто-асфальтенистые вещества

*A. V. Ermolovskiy, A. Y. Samoylenko, M. V. Smirnov, E. L. Matyagina
N. N. Polskaya, Y. S. Tarasova, D. A. Muntyaeva, M. V. Sadmanova*

**CHEMICAL AND TECHNOLOGICAL SOLUTION FOR RESTORING
THE CAPACITY OF INJECTION WELLS**

LLC «LUKOIL-Engineering», Volgograd

Specific examples show the use of an integrated approach to laboratory and field studies of technogenic deposits to implement a technical solution to increase the intake capacity of injection wells. In the article, the authors point out the need for a comprehensive study of man-made deposits in order to establish their chemical and mineralogical compositions, for the most effective planning of geological and technical measures to eliminate these complications and develop algorithms to prevent colmation of the bottom-hole zone of the well. The negative effect of resinous-asphaltene substances in a mixture with mechanical impurities is shown in the formation of an impermeable shell of resins and asphaltenes on the surface of the colmatant, which minimizes the effectiveness of exposure to acidic compositions on the formation. The reasons for ineffective acid treatments of the bottom-hole formation zone in the injection well stock is explained. A step-by-step technology for processing the bottom-hole zone of the formation has been developed and implemented, with alternating injections of organic solvents with a high content of aromatic hydrocarbons and acid compositions into the formation. The special importance of aromatic hydrocarbons in the composition of organic solvents for the dissolution of resins and asphaltenes, followed by effective dispersion of man-made deposits and a cleaning cycle of the bottom-hole formation zone is shown.

Keywords: technogenic deposits, bottom-hole formation zone, injection wells, mechanical impurities, colmatant, acid treatment, lepidocrocite, mineral composition, resins and asphaltene components

Введение

Для увеличения темпа отбора нефти из залежи и повышения нефтеотдачи выполняется нагнетание рабочего агента в пласт для создания напорного режима. В большинстве случаев используется система поддержания пластового давления (ППД) путем закачки воды.

Закачиваемые воды зачастую содержат взвешенные частицы механических примесей (ила, песка и других), а в случае использования подтоварной воды – продукты коррозии нефтепромышленного оборудования и компоненты нефти, такие как смолы, парафины, асфальтены, которые закупоривают (кольматируют) поры пород призабойной зоны пласта и уменьшают приемистость нагнетательной скважины, существенно снижая плановые показатели по нагнетанию вод. Призабойная зона скважины (ПЗП) – участок пласта, непосредственно прилегающий к забою скважины. Здесь скорость движения жидкости, перепады давления, потери энергии, фильтрационные сопротивления максимальны. Даже небольшое загрязнение ПЗП может существенно снизить приемистость скважины [1].

При кольматации ПЗП для увеличения проицаемости коллектора проводят кислотные обработки, при которых загрязнитель должен разрушаться в результате химической реакции с кислотой. Кислотная обработка скважин является эффективным методом очистки продуктивного пласта от продуктов загрязнения, попавших или образовавшихся в призабойной зоне процессе вскрытия бурением, цементации обсадной колонны или при эксплуатации скважины [2].

В некоторых случаях кислотная обработка нагнетательных скважин не имеет должного эффекта. В ряде случаев, в горизонтально направленных нагнетательных скважинах, для увеличения приемистости проводится обработка кислотным составом, основным компонентом которого является соляная кислота, а также различные присадки: ингибиторы коррозии, ингибиторы вторичного осадкообразования. В результате приемистость скважины не изменилась, хотя при предыдущих обработках был получен положительный эффект.

Для выяснения причин неэффективности кислотной обработки было принято решение об

отборе проб кольматанта при проведении промыслово-геофизических исследований (ПГИ) скважины.

Лабораторные геохимические и литолого-минералогические исследования

В лаборатории провели геохимические и литолого-минералогические исследования отобранных техногенных отложений, кольматирующих ПЗП. Результаты представлены в таблице. Комплексный подход к исследованиям позволил получить информацию об органической и неорганической составляющей кольматанта.

Результаты, представленные в таблице, показывают, что техногенные отложения содержат преимущественно механические примеси (до 73,2 % масс.) с присутствием компонентов нефти (до 14,5 % масс.) и адсорбированной воды (до 47,5 % масс.).

Механические примеси представлены оксидами и гидроксидами железа, зернами кварца и полевых шпатов, кристаллами кальцита, барита и другими компонентами в подчиненном количестве. В составе нефтяной части отмечается присутствие углеводородных компонентов, смол и асфальтенов.

С учетом полученной информации о составе техногенных отложений, отобранных при ПГИ, можно предположить, почему кислотные составы не оказали существенного воздействия на восстановление приемистости нагнетательного фонда скважин.

Все исследованные техногенные отложения в своем составе, в большей или меньшей степени, содержат смолы и асфальтены, которые могут создавать на зернах кольматанта непроницаемую для водных кислотных растворов оболочку. Поэтому химической реакции взаимодействия минерального скелета механических примесей с кислотными растворами не происходит из-за гидрофобности смолисто-асфальтенистой пленки на поверхности зерен кольматанта.

Таким образом, при кислотных обработках природа и минеральный состав кольматанта не имеют значения до тех пор, пока гранулы механических примесей окутаны в непроницаемую для кислотных составов оболочку, состоящую из смолисто-асфальтенистых компонентов.

Извлеченные образцы при выполнении ПГИ нагнетательных скважин

Скв.	Фото обр.	Содержание, % масс.				
		Воды	Мех. примесей	Минеральный состав мех. примесей	Смолы+асфальтены	УВ
IIH		9,4	73,2	Кальцит (23), кварц (15,2), барит (15), глинистые минералы (11), полевые шпаты (7), доломит (2)	0,8	16,6
IIH		47,0	31,0	Лепидокрокит, грейгит, макиновит, кальцит, галит, оксиды металлов (примеси)	2,0	19,7
IIH		47,5	30,0	Лепидокрокит, грейгит, макиновит, кальцит, галит, оксиды металлов (примеси)	3,0	19,5
IVH		18,2	66,7	Барит, кварц, кальцит, полевые шпаты	1,6	13,5
VH		-	26,5	Лепидокрокит (12,9), доломит (8,0), кальцит (2,7), кварц (2,1), галит (0,8)	14,5	59,0

Для более эффективного кислотного воздействия на колюматант необходимо растворить смолисто-асфальтенистую оболочку с использованием органических растворителей с высоким содержанием ароматических углеводородов – бензол, толуол, ксилолы. Именно ароматические

углеводородные фракции обладают наилучшими растворяющими свойствами для смол и асфальтенов, так как структурообразующими компонентами смолисто-асфальтеновых веществ (САВ) являются полициклические ароматические и нафтоароматические структуры (рис. 1).



Рис. 1. Техногенные отложения из нагнетательной скважины (с турбожелонки), отмытые бензолом и спиртобензольной смесью

Далее был проведен ряд экспериментов по определению диспергирующей способности различных растворителей с целью определения степени разрушения смолисто-асфальтенистой оболочки исследуемых проб техногенных отложений.

Пример построения зависимостей разрушения пробы от времени и типа растворителя представлен на рис. 2.

Полученные результаты дополнительно подтверждают, что хорошую отмывающую и диспергирующую способность показывают растворители с высоким содержанием ароматических углеводородов (до 60 %).

Для полного диспергирования техногенных отложений рекомендуемое время обработки высокоароматизированными растворителями составляет 2–6 часов.

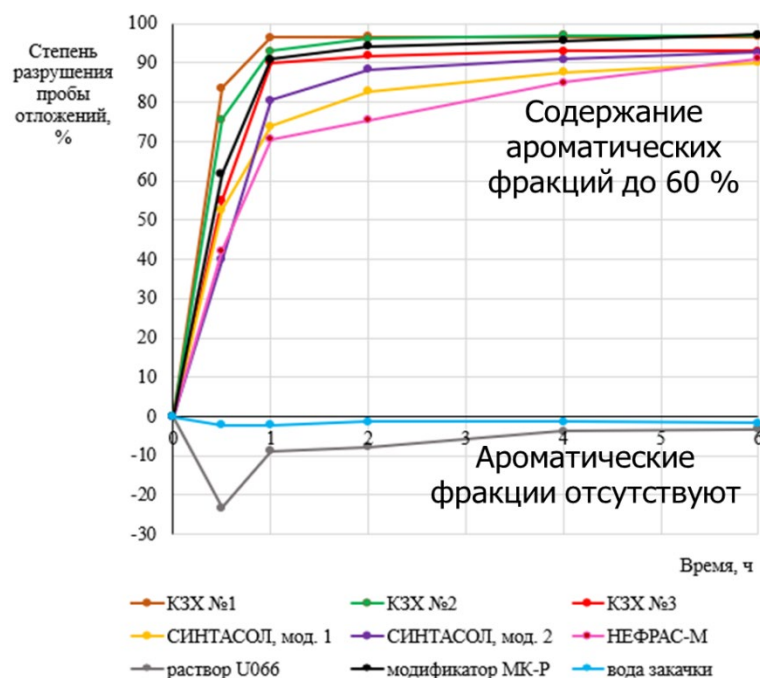


Рис. 2. Динамика разрушения пробы техногенных отложений в растворителях при температуре 70 °C

Технология обработки ПЗП

На основании проведенных лабораторных исследований по определению состава и свойств техногенных отложений были разработаны основные этапы технологии обработки ПЗП нагнетательных скважин, восстановление приемистости которых производится с использованием соляной кислоты.

1 этап. Закачка высокоароматизированного растворителя с продавкой подтоварной водой (объем определяется при составлении процедуры обработки призабойной зоны пласта для конкретного реагента и скважины) цементировочным агрегатом через промывочную задвижку выкидной линии в трубное пространство насосно-компрессорных труб (НКТ), не превышая давление закачки, с последующим технологическим ожиданием для диспергирования и разрушения техногенных отложений. Время

технологического ожидания определяется для конкретного растворителя и скважины.

2 этап. Очистка ствола скважины от накопившихся отложений с последующей закачкой подтоварной воды с поверхностно-активными веществами. Объем очистки скважины и количество повторений данной операции определяется на основании замеров концентрации взвешенных частиц (КВЧ) и показателей pH.

3 этап. Закачка кислотного состава (объем определяется при составлении процедуры обработки призабойной зоны пласта для конкретного реагента и скважины) цементировочным агрегатом через промывочную задвижку выкидной линии в трубное пространство НКТ, не превышая давление закачки, с последующим технологическим ожиданием для осуществления химической реакции взаимодействия кольматанта, отмытого от смолисто-асфальтенистой оболочки, с кислотными растворами.

4 этап. Очистка ствола скважины от продуктов реакции с последующей закачкой подтоварной воды с поверхностно-активными веществами. Объем очистки скважины и количество повторений данной операции определяется на основании замеров КВЧ и показателей pH.

5 этап. Очистка скважины производится через емкость освоения с последующей выдачей на судно и фиксацией параметров отработки – КВЧ и pH.

Выводы

1. Для повышения эффективности кислотной обработки необходимо проводить комплексные исследования состава кольматанта.

2. Лабораторные и промысловые исследования состава и свойств техногенных отложений показали, что для увеличения приемистости нагнетательного фонда исследуемых сква-

жин, при обработке ПЗП с использованием соляной кислоты, необходимым условием эффективности данных работ является предварительная отмывка и удаление с поверхности кольматанта смолисто-асфальтенистой оболочки (при лабораторном определении ее наличия), которая может препятствовать проникновению и вступлению в химическую реакцию кислотных составов с минеральным скелетом кольматирующих ПЗП механических примесей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Савенок, О. В. Анализ технологии проведения реагентной обработки в призабойной зоне пласта / О. В. Савенок, С. Барамбонье // Сборник статей «Булатовские чтения». – 2018. – С. 116–128.

2. Сафина, Л. И. Обработка призабойной зоны пласта кислотными растворами на Приразломном месторождении / Л. И. Сафина, А. И. Стариков // Вестник Югорского государственного университета. – 2016. – № 3 (42). – С. 89–93.

УДК 621.928.37

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-17-22

А. Е. Макеев¹, М. Г. Лагуткин¹, Е. Ю. Баранова², В. А. Диков³

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИХРЕВОГО ГИДРОРАЗДЕЛИТЕЛЯ

¹ МИРЭА-Российский технологический университет

² Московский политехнический университет

³ ДПИ НГТУ им. Р. Е. Алексеева

qwertyqazqwertyqaz@mail.ru, lag53@yandex.ru, baranova.mihm@yandex.ru, dikov@dpingtu.ru

Автор, ответственный за переписку: Михаил Георгиевич Лагуткин, lag53@yandex.ru

Процесс разделения суспензий может с достаточно большой эффективностью проводиться в аппаратах с закрученными потоками, таких как гидроциклоны. Отделение дисперсной фазы с плотностью большей, чем у дисперсионной среды, происходит под действием разности действующих в радиальном направлении центробежной силы инерции и центростремительных сил Архимеда и сопротивления потока. Силой Кориолиса, ускорением в радиальном направлении для частиц менее 50 мкм можно пренебречь. Основным недостатком гидроциклонов являются значительные энергетические затраты для проведения процесса, связанные с потерями давления в аппарате, и невозможность отделения частиц с диаметром менее 8–10 мкм, для которых сумма центростремительных сил Архимеда и сопротивления потока превышает центробежную силу инерции. Эти недостатки частично устранены в аппаратах со встречными закрученными потоками. Такие аппараты для разделения суспензий получили название вихревые гидроразделители (ВГР). Представленные в литературе результаты исследования гидравлического сопротивления и разделяющей способности ВГР были получены при постоянном соотношении его геометрических параметров. Актуальной задачей является определение рациональных соотношений геометрических параметров ВГР, при которых будут обеспечиваться минимально возможные энергетические затраты для обеспечения заданных показателей разделения. Статья посвящена решению этой задачи.

Ключевые слова: гидроциклон, вихревой гидроразделитель, разделение суспензий, граничное зерно разделения, гидравлическое сопротивление, энергетические затраты, обоснование рациональных параметров

A. E. Makeev¹, M. G. Lagutkin¹, E. Y. Baranova², V. A. Dikov³

JUSTIFICATION OF THE CHOICE OF DESIGN PARAMETERS OF A VORTEX HYDRAULIC SEPARATOR

¹MIREA-Russian University of Technology

²Moscow Polytechnic University

³DPI NSTU named after R. E. Alekseev

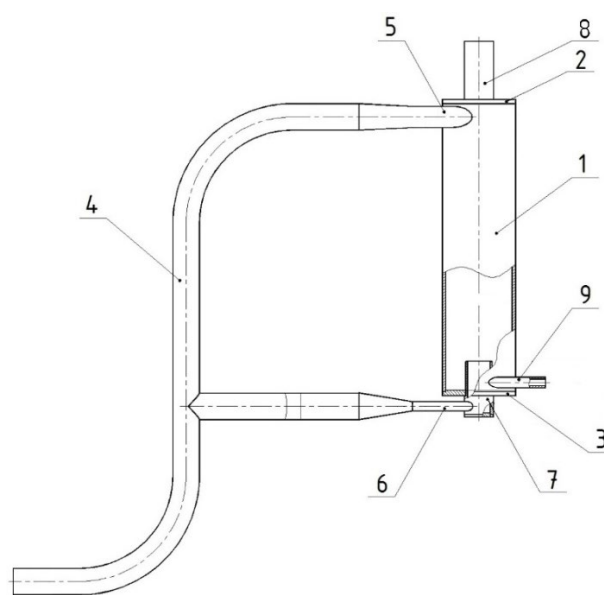
The process of separating suspensions can be carried out with fairly high efficiency in devices with swirling flows, such as hydrocyclones. The separation of a dispersed phase with a density greater than that of the dispersion medium occurs under the influence of the difference between the centrifugal force of inertia and the centripetal forces of Archimedes acting in the radial direction and the flow resistance. The Coriolis force and acceleration in the radial direction for particles less than 50 μm can be neglected. The main disadvantage of hydrocyclones is the significant energy costs for carrying out the process associated with pressure losses in the apparatus and the inability to separate particles with a diameter of less than 8–10 microns, for which the sum of the centripetal forces of Archimedes and flow resistance exceeds the centrifugal force of inertia. These shortcomings are partially eliminated in devices with counter swirling flows, which are called vortex hydraulic separators (VHR) for separating suspensions. The results of the study of hydraulic resistance and separating ability of the VGR presented in the literature were obtained with a constant ratio of its geometric parameters. An urgent task is to determine the rational ratios of the geometric parameters of the VGR, which will ensure the minimum possible energy costs to ensure the specified separation indicators. The article is devoted to solving this problem.

Keywords: hydrocyclone, vortex hydraulic separator, separation of suspensions, the boundary grain of separation, hydraulic resistance, energy costs, justification of rational parameters

Аппараты с закрученными потоками нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Гидроциклоны выгодно отличаются от других аппаратов для разделения суспензий простотой конструкции, а значит, и невысокой стоимостью, достаточно высокой эффективностью процесса разделения, возможностью обеспечения высокой производительности за счет компоновки гидроциклонных модулей в батарее [1]. Однако для ряда процессов

гидроциклоны не могут обеспечить требуемые показатели разделения. Большей эффективностью обладают вихревые гидроразделители (ВГР) с двумя закрученными потоками, направленными навстречу друг другу [2]. На рисунке представлена конструкция ВГР.

ВГР работает следующим образом. Разделяемая суспензия по трубе ввода потока 4 через верхний входной патрубок 5 тангенциально поступает в верхнюю часть цилиндрического корпуса 1, плавно омывает верхний выходной патрубок 8 и закручивается. Через нижний входной патрубок 6 разделяемая суспензия тангенциально поступает в цилиндр нижнего ввода 7 и тоже закручивается, причем в ту же сторону, что и суспензия, поступающая через верхний входной патрубок 5. Таким образом, в цилиндрическом корпусе 1 формируются нисходящий вблизи стенки и восходящий в центральной зоне вращающиеся в одну сторону потоки. Из-за разрыва сплошности потока вдоль оси цилиндрического корпуса 1 формируется воздушный столб. Крупные частицы дисперсной фазы с диаметром больше граничного зерна разделения $d_{\text{гр}}$ под действием центробежной силы инерции, центроостремительных силы Архимеда и силы сопротивления потока, действующих в радиальном направлении, движутся к стенке цилиндрического корпуса 1 и выводятся через штуцер выхода сгущенного продукта 9, а мелкие частицы с диаметром меньше граничного зерна разделения $d_{\text{гр}}$ движутся к оси цилиндрического корпуса 1 и выводятся через верхний выходной



Вихревой гидроразделитель (ВГР):

1 – корпус; 2 – верхняя крышка; 3 – нижняя крышка; 4 – труба ввода потока; 5 – верхний входной патрубок; 6 – нижний входной патрубок; 7 – цилиндр нижнего ввода; 8 – верхний выходной патрубок; 9 – штуцер выхода сгущенного продукта

патрубок 8 (осветленный продукт). Граничное зерно разделения – это один из основных показателей процесса разделения суспензий в аппаратах гидромеханического разделения дисперсных систем, в том числе и в ВГР, под которым понимается такой диаметр частиц твердой фазы, частицы с диаметром больше которого в разделяемой суспензии будут полностью улавливаться и уноситься через штуцер выхода сгущенного продукта, а с диаметром меньше граничного зерна разделения будут уноситься через верхний выходной патрубок. Объемный расход осветленного продукта через выходной патрубок 8 составляет порядка 90 % от общего расхода разделяемой суспензии, поступающей в вихревой гидроразделитель через трубу ввода потока 4.

Недостатком конструкции ВГР, представленной в работе [2], является то, что для нее не дается обоснование диаметров цилиндрического корпуса D , верхнего входного патрубка $d_{\text{ВВХ}}$, нижнего входного патрубка $d_{\text{НВХ}}$ и верхнего выходного патрубка $d_{\text{В}}$, при которых будут обеспечиваться минимальные энергетические затраты для обеспечения необходимого граничного зерна разделения при соответствующей общей производительности ВГР.

Поставленной в статье задачей является обоснование выбора диаметров цилиндрического корпуса D , верхнего входного патрубка $d_{\text{ВВХ}}$, нижнего входного патрубка $d_{\text{НВХ}}$ и верхнего выходного патрубка $d_{\text{В}}$, при которых будут обеспечиваться минимальные энергетические затраты для обеспечения необходимого граничного зерна разделения при соответствующей общей производительности ВГР при разделении суспензии с конкретными свойствами дисперсной фазы и дисперсионной среды.

В работе [2] для расчета коэффициента гидравлического сопротивления ВГР с фиксированным соотношением геометрических параметров, а именно диаметра верхнего входного патрубка 5 к диаметру корпуса ВГР $d_{\text{ВВХ}}/D = 0,25$, диаметра верхнего выходного патрубка 8 к диаметру корпуса ВГР $d_{\text{В}}/D = 0,33$, диаметра нижнего входного патрубка 6 к диаметру цилиндра нижнего ввода 7 $d_{\text{НВХ}}/d_{\text{ЦНВХ}} = 0,25$, предложена следующая зависимость, полученная на основе результатов компьютерного моделирования и натурного эксперимента:

$$\xi(Re) = 11,0 \cdot Re^{-0,013} \cdot \left(\frac{D}{D_{100}} \right)^{-0,1}, \quad (1)$$

где D – диаметр корпуса 1 (рис. 1) рассчитываемого ВГР, мм; D_{100} – диаметр ВГР с $D = 100$ мм, то есть, $D_{100} = 100$ мм; Re – критерий Рейнольдса (в качестве характерного размера был выбран диаметр корпуса 1).

Как следует из формулы (1), влияние режима течения потока жидкости в ВГР и диаметр его корпуса при фиксированных соотношениях геометрических параметров оказывают небольшое влияние на коэффициент гидравлического сопротивления. При анализе влияния соотношения геометрических параметров на энергозатраты для обеспечения заданных показателей разделения следует при расчете коэффициента гидравлического сопротивления учитывать эти соотношения.

В работе [3] приведена формула для расчета коэффициента гидравлического сопротивления цилиндрического гидроциклона в зависимости от диаметров верхнего сливного $d_{\text{В}}$ и входного $d_{\text{ВХ}}$ патрубков:

$$\xi = 15,99 \cdot \left(\frac{d_{\text{ВХ}}}{d_{\text{В}}} \right)^2. \quad (2)$$

Если принять за $d_{\text{ВХ}}$ диаметр трубы ввода потока $d_{\text{ТР}}$, который равен диаметру патрубка с площадью, равной сумме площадей верхнего входного патрубка $0,785 \cdot d_{\text{ВВХ}}^2$ ВГР и нижнего входного патрубка $0,785 \cdot d_{\text{НВХ}}^2$, то есть

$d_{\text{ВХ}} = \sqrt{d_{\text{ВВХ}}^2 + d_{\text{НВХ}}^2}$, то формула для расчета коэффициента гидравлического сопротивления применительно к ВГР примет вид:

$$\xi = 15,99 \cdot \frac{d_{\text{ВВХ}}^2 + d_{\text{НВХ}}^2}{d_{\text{В}}^2}. \quad (3)$$

Тогда для исследуемого с помощью натурного эксперимента в работе [2] ВГР с $d_{\text{ВВХ}} = 0,012$ м, $d_{\text{НВХ}} = 0,004$ м и $d_{\text{В}} = 0,017$ м величина коэффициента гидравлического сопротивления составит $\xi = 8,9$, что соответствует значению, полученному по уравнению (1). Таким образом, уравнение (3) может быть использовано для расчета потерь давления в ВГР с соотношением геометрических параметров, изменяющихся в широком диапазоне.

Для определения наиболее рациональных соотношений геометрических параметров ВГР, при которых обеспечиваются минимально возможные энергетические затраты для обеспечения заданных показателей разделения, введем обозначения: $m = d_{\text{ВВХ}}/D$; $n = d_{\text{В}}/D$; $z = d_{\text{НВХ}}/d_{\text{ЦНВХ}} = d_{\text{НВХ}}/d_{\text{В}} = d_{\text{НВХ}}/(n \cdot D)$ (диаметр цилиндра нижне-

го ввода принимаем равным диаметру верхнего выходного патрубка в соответствии с [2]).

Тогда уравнение (3) можно записать в следующем виде:

$$\xi = 15,99 \cdot \frac{m^2 + n^2 \cdot z^2}{n^2}. \quad (4)$$

В соответствии с уравнением Вейсбаха потери давления в ВГР будут определяться как произведение коэффициента гидравлического сопротивления на динамический на-

пор в трубе ввода потока:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho_c \cdot V_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (5)$$

где ρ_c – плотность суспензии, кг/м^3 ; $V_{\text{вх}}$ – скорость в трубе ввода потока, м/с .

В работе [2] с учетом поля скоростей в ВГР, полученным с использованием компьютерного моделирования, турбулентной вязкости потока, выведена зависимость для расчета граничного зерна разделения в следующем виде:

$$d_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{2,221 \cdot \left(\mu_c + 10^{-4} \cdot \frac{Q_{\text{в}} - Q_{\text{н.в}}}{L} \cdot \rho \right) \cdot \frac{Q_{\text{в}} - Q_{\text{н.в}}}{L} \cdot d_{\text{тр}}^4}{\rho_{\text{ф}} \cdot Q^2 \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\text{ф}}} \right)}}, \quad (6)$$

где μ_c – динамическая вязкость дисперсионной среды, $\text{Па} \cdot \text{с}$; $10^{-4} \cdot \frac{Q_{\text{в}} - Q_{\text{н.в}}}{L} \cdot \rho$ – турбулентная вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$; ρ – плотность дисперсионной среды, кг/м^3 ; $\rho_{\text{ф}}$ – плотность дисперсной фазы, кг/м^3 ; Q – объемная производительность ВГР по разделяемой суспензии, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{\text{в}}$ – производительность ВГР по очищенной жидкости (осветленному потоку), $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{\text{н.в}}$ – расход суспензии в нижнем входном патрубке 4, $\text{м}^3/\text{с}$; L – длина корпуса ВГР, м .

Объемный расход суспензии через верхний входной патрубок 5 $Q_{\text{в.в}}$ и нижний входной патрубок 8 $Q_{\text{н.в}}$ пропорционален площади поперечного сечения этих патрубков. С учетом этого можно записать:

$$\frac{Q_{\text{в.в}}}{Q_{\text{н.в}}} = \frac{d_{\text{ВВХ}}^2}{d_{\text{НВХ}}^2} = \frac{m^2}{n^2 \cdot z^2}. \quad (7)$$

Так как $Q = Q_{\text{в.в}} + Q_{\text{н.в}}$,

то $\frac{Q}{Q_{\text{н.в}}} = \frac{Q_{\text{в.в}}}{Q_{\text{н.в}}} + 1 = \frac{m^2}{n^2 \cdot z^2} + 1$, откуда

$$Q_{\text{н.в}} = Q / \left(\frac{m^2}{n^2 \cdot z^2} + 1 \right). \quad (8)$$

Так как было принято, что диаметр трубы ввода потока $d_{\text{тр}}$ равен диаметру патрубка с площадью, равной сумме площадей верхнего входного патрубка $0,785 \cdot d_{\text{ВВХ}}^2$ ВГР и нижнего входного патрубка $0,785 \cdot d_{\text{НВХ}}^2$, то есть $d_{\text{тр}}^2 = d_{\text{ВВХ}}^2 + d_{\text{НВХ}}^2 = (m^2 + n^2 \cdot z^2) \cdot D^2$, то уравнение (6) можно записать в следующем виде:

$$d_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{2,221 \cdot \left[\mu_c + 10^{-4} \cdot \frac{Q_{\text{в}} - Q / \left(\frac{m^2}{n^2 \cdot z^2} + 1 \right)}{L} \cdot \rho \right] \times \frac{Q_{\text{в}} - Q / \left(\frac{m^2}{n^2 \cdot z^2} + 1 \right)}{L} \cdot (m^2 + n^2 \cdot z^2)^2 \cdot D^4}{\rho_{\text{ф}} \cdot Q^2 \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\text{ф}}} \right)}}}. \quad (9)$$

В первом приближении будем считать, что отношения диаметров верхнего входного патрубка 7 к диаметру корпуса ВГР l и нижнего вход-

ного патрубка 9 к диаметру цилиндра нижнего ввода 7 одинаковые, то есть $z = m$, тогда уравнения (4) и (9) запишутся следующим образом:

$$\xi = 15,99 \cdot \frac{m^2 + n^2 \cdot m^2}{n^2}; \quad (10)$$

$$d_{\text{гр}} = \sqrt{2,221 \cdot \left[\mu_c + 10^{-4} \cdot \frac{Q_b - Q / \left(\frac{1}{n^2} + 1 \right)}{L} \cdot \rho \right] \times \frac{Q_b - Q / \left(\frac{1}{n^2} + 1 \right)}{L} \cdot \frac{(m^2 + n^2 \cdot m^2)^2 \cdot D^4}{\rho_{\phi} \cdot Q^2 \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\phi}} \right)}}. \quad (11)$$

С учетом того, что

$$V_{\text{вх}} = \frac{Q}{0,785 \cdot d_{\text{тр}}^2} = \frac{Q}{0,785 \cdot (m^2 + n^2 \cdot z^2) \cdot D^2} = \frac{Q}{0,785 \cdot (m^2 + n^2 \cdot m^2) \cdot D^2},$$

уравнение (5) можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \Delta P &= 15,99 \cdot \frac{m^2 + n^2 \cdot m^2}{n^2} \cdot \frac{\rho_c \cdot Q^2}{2 \cdot 0,785 \cdot (m^2 + n^2 \cdot m^2) \cdot D^2} = \\ &= 12,974 \cdot \frac{\rho_c \cdot Q^2}{n^2 \cdot (m^2 + n^2 \cdot m^2) \cdot D^2} \end{aligned} \quad (12)$$

ВГР, как и гидроциклоны, устойчиво работают при давлении в трубе ввода потока 4 не ниже 25000 Па. Давление в трубе ввода потока 4 и является потерями давления ΔP , так как осветленный и сгущенный продукт выводятся из ВГР свободно в атмосферу. Минимальные энергетические затраты для обеспечения необходимого граничного зерна разделения при соответствующей общей производительности ВГР будут при минимально возможных потерях давления ΔP .

При m больше 0,41 разделяемая суспензия, поступающая через верхний входной патрубок 5 тангенциально в верхнюю часть цилиндрического корпуса 1, перестает плавно омывать верхний выходной патрубок 8 [4], гидравлическое сопротивление ВГР увеличивается, граничное зерно разделения растет. В работе [4] показано, что и n нецелесообразно принимать для гидроциклонов больше 0,41. При m и n меньше 0,15 резко увеличиваются потери давления. Полученные расчетные зависимости дают достоверные результаты при диаметре цилиндрического корпуса вихревого гидроразделителя D больше или равном 0,050 м, кроме того из конструктивных соображений нецелесообразно изготавливать ВГР с меньшим диаметром цилиндрической части. В работе [5] показано, что суммарные затраты на гидроциклонные модули и энер-

гию для перекачки суспензии будут меньше при использовании гидроциклонов с меньшим диаметром цилиндрической части, скомпонованных в батарею. Поэтому целесообразно использовать и ВГР с минимальным рациональным диаметром 0,050 м, и компоновать из них батарею с общим коллектором для обеспечения заданной общей производительности.

Из системы уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} d_{\text{гр}} &= \sqrt{2,221 \cdot \left[\mu_c + 10^{-4} \cdot \frac{Q_b - Q / \left(\frac{1}{n^2} + 1 \right)}{L} \cdot \rho \right] \times \frac{Q_b - Q / \left(\frac{1}{n^2} + 1 \right)}{L} \cdot \frac{(m^2 + n^2 \cdot m^2)^2 \cdot D^4}{\rho_{\phi} \cdot Q^2 \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\phi}} \right)}}; \\ \Delta P &= 12,974 \cdot \frac{\rho_c \cdot Q^2}{n^2 \cdot (m^2 + n^2 \cdot m^2) \cdot D^2} = 25000; \\ 0,15 &\leq n \leq 0,41; \\ 0,15 &\leq m \leq 0,41 \end{aligned} \right.$$

для обеспечения необходимого граничного зерна разделения в системе Mathcad с использованием команд Given и Find могут быть подобра-

ны численными методами при рациональном диаметре корпуса I ВГР $D = 0,050$ м его объемная производительность, диаметры верхнего входного патрубка 5 – $d_{\text{ВВХ}}$, нижнего входного патрубка 6 – $d_{\text{НВХ}}$ и верхнего выходного патрубка $d_{\text{В}}$, при которых будут обеспечиваться минимальные энергетические затраты для обеспечения необходимого граничного зерна разделения при разделении суспензии с конкретными свойствами дисперсной фазы и дисперсионной среды.

Выводы

1. Вихревые гидроразделители (ВГР) являются более эффективными вихревыми аппаратами, чем традиционные гидроциклоны.
2. Расчет разделяющей способности ВГР, как и для других аппаратов для разделения дисперсных систем, может проводиться на основе понятия граничного зерна разделения. Порядок определения степени извлечения дисперсной фазы с продуктами разделения и ее концентрации с использованием рассчитанного граничного зерна разделения подробно описан в [1] и [5].
3. Минимально возможные энергетические затраты для обеспечения заданного граничного зерна разделения будут обеспечиваться при использовании ВГР с диаметром корпуса 0,050 мм,

давлении в трубе ввода потока 25000 Па и диаметрах верхнего входного патрубка, нижнего входного патрубка и верхнего выходного патрубка, определенных из системы приведенных в статье уравнений с использованием системы Mathcad.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Терновский, И. Г. Гидроциклонирование / И. Г. Терновский, А. М. Кутепов. – М.: Наука, 1994. – 350 с.
2. Atachkina, N. A. Separation of suspension in apparatus with counter swirling flows / N. A. Atachkina, E. Yu., Baranova, M. G. Lagutkin // Chemical and Petroleum Engineering. – 2021. – Vol. 57, № 1–2. – P. 89–97.
3. Lagutkin, M. G. Influence of Geometric Parameters of Hydrocyclone on Hydraulic Resistance and Efficiency of Suspension Separation Process / M. G. Lagutkin, E. Y. Baranova, A. N. Shulyak, A. V. Starostin // Chemical and Petroleum Engineering. – 2022. – Vol. 57, № 9–10. – P. 807–815.
4. Lagutkin, M. G. Reduction of energy consumption for suspension separation process implementation in hydrocyclones / M. G. Lagutkin, A. N. Shulyak, E. Yu. Baranova // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59, № 5–6. – P. 449–456.
5. Лагуткин, М. Г. Расчет разделяющей способности цилиндрических гидроциклонов на основе понятия граничного зерна разделения / М. Г. Лагуткин, Е. Ю. Баранова, С. Ю. Булычев, В. М. Пигарев // Экология и промышленность России. – 2012. – № 1. – С. 1–4.

УДК 66.048.3

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-22-27

Н. В. Шибитова, А. Б. Голованчиков, О. А. Залипаева, А. В. Иванов
ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕПРОПАНИЗАТОРА
БЛОКА ГАЗОФРАКЦИОНИРОВАНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

novnv27@mail.ru, 9275170082@mail.ru, zalipaevaolga@yandex.ru, brodjaga999@yandex.ru

Автор ответственный за переписку: Наталия Валентиновна Шибитова, novnv27@mail.ru

В работе рассмотрено повышение энергоэффективности депропанизатора блока газодифракционирования, представленного как система, состоящая из колонны деэтанализации, колонны депропанализации, дополнительной колонны разделения верхнего потока деэтанализатора, а также теплообменного оборудования (конденсатора, испарителя с паровым пространством). Оптимизация отдельных узлов, а также системы в целом, проводилась с использованием ЭВМ, например, оптимальный режим дополнительной колонны разделения верхнего потока деэтанализации позволил значительно увеличить выход пропановой и бутановой фракций в колонне. Выбранная методика проведения исследования дает возможность сравнить, а следовательно оценить различные контактные элементы насадок, а также типы тарелок.

В работе исследовались клапанные тарелки и регулярные насадки. Установлено, что применение регулярирующей насадки снижает энергозатраты.

Ключевые слова: энергоэффективность, депропанизатор, блок газодифракционирования, массообмен, энергозатраты

N. V. Shibitova, A. B. Golovanchikov, O. A. Zalipaeva, A. V. Ivanov

IMPROVING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE DEPROPANIZER GAS FRACTIONATION UNIT

Volgograd State Technical University

The paper discusses the improvement of energy efficiency of the depropanizer of the gas fractionation unit presented as a system consisting of a deethanizer column, a depropanizer column, an additional deethanizer overhead stream separation column, as well as heat exchange equipment (condenser, evaporator with a steam space). Optimization of individual units, as well as the system as a whole, was carried out using computers, for example, optimal mode, additional separation of the upper deethanization stream allowed to significantly increase the flow of propane and butane fractions in the column. The selected procedure makes it possible to compare, and therefore evaluate, the various contact elements of the nozzles, as well as the types of plates. Valve plates and regular nozzles were studied in the work. It has been found that the use of a regular nozzle reduces energy consumption.

Keywords: energy efficiency, depropanizer, gas fractionation unit, mass transfer, energy consumption

Основным направлением развития нефтеперерабатывающих производств (НПП) РФ в настоящее время является более глубокая переработка нефти. Для решения этой задачи необходимо проводить технологическую модернизацию предприятий НПП и внедрять в производство современное высокоэффективное отечественное оборудование [1; 2].

В последние годы на установках НПП для проведения энергоемких процессов, к которым относится ректификация, в колоннах устанавливается регулярная насадка различной конструкции таких ведущих организаций, как Инженерно-Внедренческий Центр «Инжехим» (ИВЦ «Инжехим») [3], Технологический Инжиниринговый Холдинг ПЕТОН [4], АО РНЦ «Прикладная химия» (ГИПХ) [5], не уступающая зарубежным аналогам [6; 7].

Процесс переработки предельных газов проводится на газофракционирующей установке (ГФУ) [8; 9]. Для создания условий переработки углеводородных смесей необходимы такие процессы, как компримирование, абсорбционный метод и перегонка многокомпонентной системы.

На блок газофракционирования (БГ) действующей установки поступают предельные газы с установок ЭЛОУ-АВТ для выделения на двухколонной системе сухого газа (первая колонна – деэтанизатор) – для сброса в топливное кольцо и пропановой (ПФ) и бутановой (БФ) фракций (вторая колонна – депропанизатор), качество которых должно соответствовать требованиям ГОСТа 34858-2022 [10].

Для усовершенствования процесса деэтанизации, с целью снижения потерь пропана и бутана, на первой колонне можно проводить массообменный процесс в полной разрывной колонне с созданием орошения верха деэтанизатора с неполной конденсацией паров [11; 12].

При этом предлагается использовать пропан из депропанизатора, как хладагент, в конденсаторе первой колонны.

В [13] предложено с целью увеличения количества получаемых продуктов – ПФ и БФ установить вместо переливных перегородок на клапанных тарелках переливные устройства подвешенного типа [14].

Одним из способов снижения энерго- и ресурсосбережения является замена в колонных аппаратах тарелок на более эффективные насадочные устройства, обеспечивающие более низкий перепад давления.

Цель данной работы – на основании проведенного обзора выбрать насадку, заменив клапанные тарелки в депропанизаторе, усовершенствовать конструкцию депропанизатора, определить оптимальный режим работы аппарата, а также смоделировать и проанализировать работу двух технологических схем для снижения энергозатрат при проведении массообменного процесса: первая схема – существующая схема (работа 1-й колонны – деэтанизатора без флегмирования с отбором сухого газа); вторая схема – работа деэтанизатора с частичной дефлегмацией, описанной в работе [11; 12].

На рис. 1 показан узел депропанизатора 1, в котором установлены 28 однопоточных клапанных тарелок фирмы Зульцер, межтарельчатое пространство – 610 мм, диаметр колонны – 1600 мм. Высота тарельчатой части аппарата – 17640 мм.

Для проведения процесса массообмена при рабочих режимах в нижней части установлен испаритель с паровым пространством (ИПП), а в верхней части конденсатор – аппарат воздушного охлаждения (АВО) типа АВГ.

С низа деэтанизатора (на рис. 1 не показан) жидкая фаза углеводородов, состоящая из C_3H_6 и C_4H_8 , подается на тарелку питания (10-ю или

14-ю в зависимости от состава C_3H_6 и C_4H_8) депропанизатора 1. В колонне 1 смесь сжиженных газов $C_3H_6 + C_4H_8$ делится на ПФ и БФ.

С верха колонны 1 пары ПФ проходят через аппарат воздушного охлаждения (АВО) 3 и кожухотрубный холодильник 4, где конденсируются, и конденсат ПФ поступает в рефлюксную емкость 8. Жидкая ПФ из емкости 8 насосом 9 направляется на орошение колонны 1. Избыток ПФ через холодильник 5 откачивается в парк, в линию сжиженного углеводородного газа (СУГ).

Подогрев низа колонны 1 осуществляется в ИПП 2. Жидкая фаза углеводородов с переливного устройства колонны 1 поступает в межтрубное пространство ИПП, где нагревается греющим паром. Пары с верха ИПП возвращаются под первую тарелку колонны 1. Избыток жидкой фазы из ИПП возвращается в нижнюю часть колонны 1. БФ с низа колонны 1 выводится через аппарат воздушного охлаждения 6 и водяной холодильник 7.

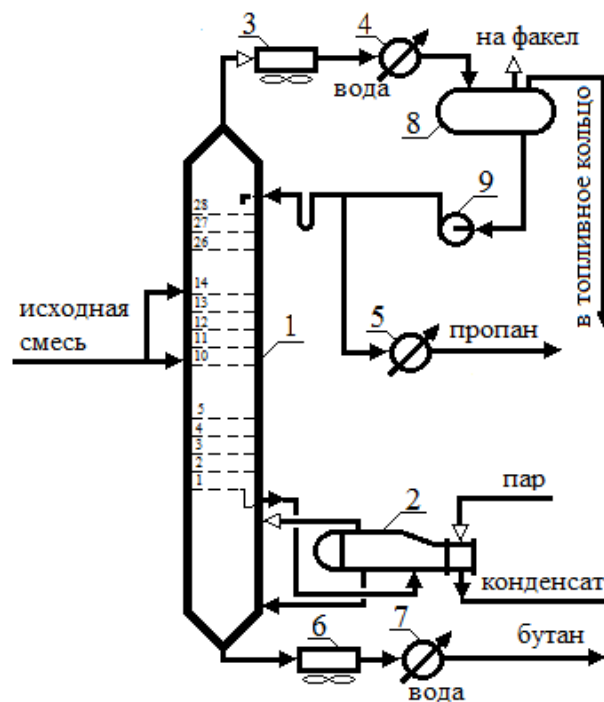


Рис. 1. Узел депропанизатора ГФУ

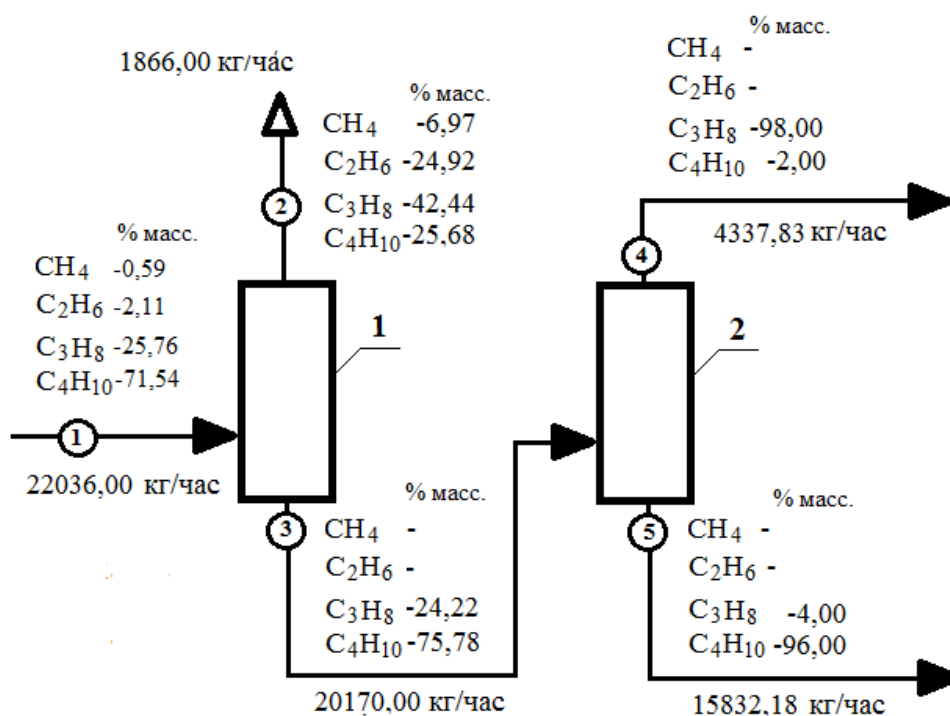


Рис. 2. Материальный баланс по существующей схеме (1-й вариант):
1 – питание на деэтанализатор 1; 2 – сухой газ; 3 – питание на депропанизатор 2; 4 – ПФ; 5 – БФ

Повышение энергоэффективности позволяет с наименьшим использованием энергии при проведении технологического процесса получить продукцию в заданном количестве, необходимого качества с соблюдением требований экологической безопасности [15; 16].

С помощью программы PRO-II была смоделирована работа двух колонн по существующей схеме – при работе деэтанализатора без дефлегмации (1-й вариант) и по предлагаемой схеме – с установкой дополнительной колонны (2-й вариант). Результаты моделирования представлены на рис. 2 и 3.

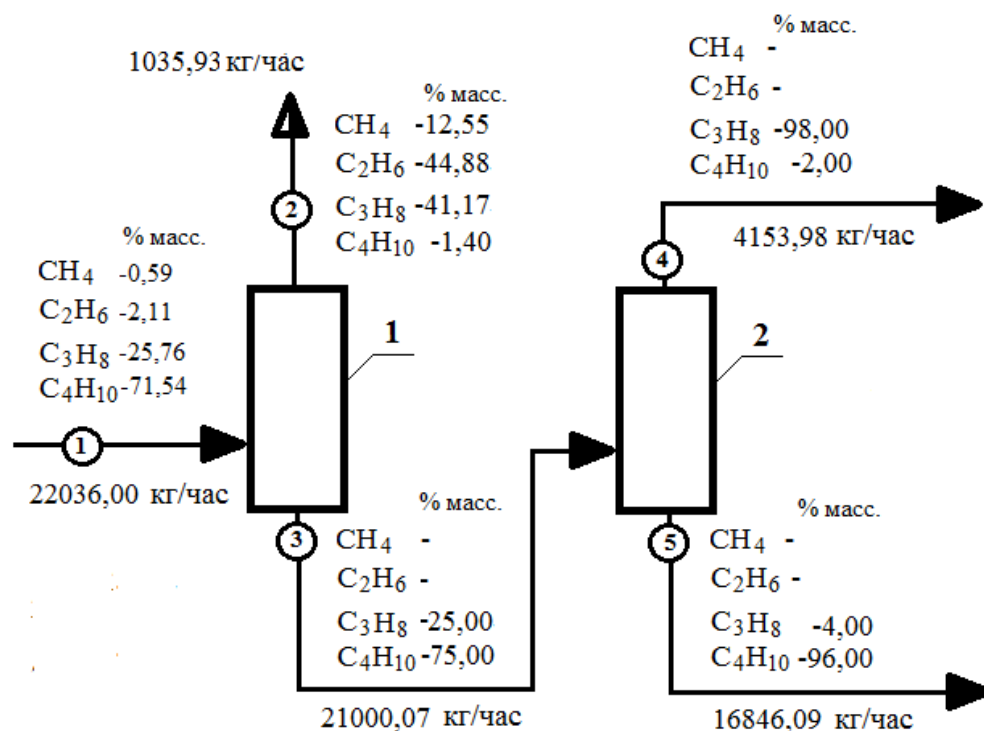


Рис. 3. Материальный баланс по предлагаемой схеме (2-й вариант) [11]

Таблица 1

**Результаты расчета колонного и теплообменного оборудования
для двух вариантов**

Наименование параметра	Первый вариант		Второй вариант	
	Дезанизатор	Депропанизатор	Дезанизатор	Депропанизатор
1. Рабочее давление, атм (перепад давления вниз)	22,3 (0,5)	16,8 (0,7)	22,3 (0,5)	16,8 (0,65)
2. Температурный режим, °C:				
- в конденсаторе	—	48,6	24,6	48,6
- верх колонны	61,7	49,9	48,7	49,9
- вход в колонну	35,1	86,0	35,1	86,0
- низ колонны	96,8	101,4	96,6	98,1
3. Тепловая нагрузка, МКДж/ч:	—	5,5	0,5	4,9
3.1. На конденсатор				
- расход хладагента (воздух, температура на входе 25 °C, на выходе 39 °C), кг/ч	—	385785,6	—	345998,7
- расход хладагента (ПФ, давление 6 атм), кг/ч	—	—	1216,4	—
3.2. На ИПП	4,4	4,8	4,6	4,1
- расход греющего агента (пар, давление 8 атм), кг/ч	2130,8	2325,3	2244,0	1997,5
4. Расчетная поверхность, м ² :				
- конденсатора	—	8115,9	126,7	7335,4
- ИПП	46,2	54,2	48,7	44,4
5. Число теоретических тарелок	12	14	12	14

Очевидно, что по предлагаемой схеме (2-й вариант) с частичной конденсацией потери пропана с сухим газом уменьшаются на 365,5 кг/час, а бутана – на 464,59 кг/час. Выход БФ с депропанизатора 2 увеличивается на 1013,91 кг/час.

В табл. 1 приведены результаты расчета режимов работы деэтанизатора и депропанизатора при рабочем давлении, расчетные поверхности теплообмена конденсаторов и ИПП и тепловые нагрузки для двух вариантов.

Анализируя результаты расчетов по двум представленным вариантам, видно, что суммарная тепловая нагрузка на ИПП по второму варианту меньше на 4,8 %, соответственно, как и суммарный расход греющего пара.

Для поддержания температурного режима верха второй колонны определен расход воздуха в АВО при температуре на входе 25 °С, на выходе 39 °С. Количество нагнетаемого воздуха G напрямую зависит от температуры нагретого воздуха T на выходе из теплообменника, с повышением температуры расход нагнетаемого воздуха уменьшается. На рис. 4 показана эта зависимость.

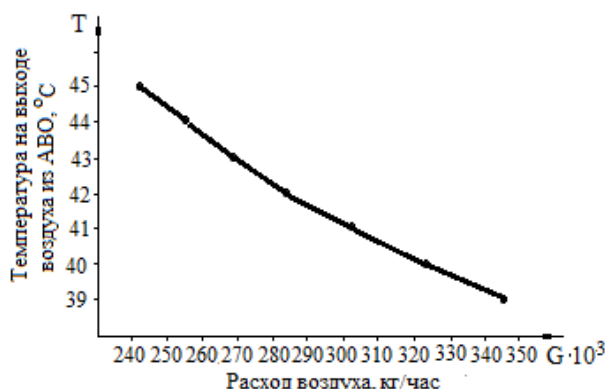


Рис. 4. Изменение количества нагнетаемого воздуха в зависимости от температуры на выходе из АВО

Кроме этого, при использовании частичной конденсации в деэтанизаторе применяется ПФ, как хладагент при необходимом давлении, чтобы обеспечить заданную температуру в конденсаторе.

Проанализировав техническую информацию организаций [3–5], разрабатывающих новую высокоэффективную насадку, для усовершенствования конструкции депропанизатора, была выбрана регулярная противоточная насадка (РПТН) ПЕТОН.

Клапанные тарелки фирмы Зульцер предлагается заменить на РПТН. Техническая характеристика РПТН соответствует повышенным требованиям к проводимому процессу эффективного разделения углеводородных смесей. Для изготовления гофрированного просечно-вытяжного листа толщиной 1 мм выбрана сталь 12Х18Н10Т маркировки РЕТОН-А350Х. Высота эквивалентная теоретической тарелки равна 500 мм.

Была смоделирована работа колонны депропанизации БГ с насадкой РПТН. При проведении моделирования выбрано необходимое количество теоретических тарелок – 14. Проведена оптимизация и при наименьшем флегмовом числе – 3,00, найдена точка ввода потока питания, соответствующая 10 теоретической тарелке (считая сверху вниз). Давление в депропанизаторе – 16,8 атм. Определен температурный режим, при котором в депропанизаторе происходит разделение на ПФ и БФ. Температура низа колонны снижается до 96,5 °С.

В табл. 2 представлены данные для сравнения эффективности депропанизатора с клапанными тарелками и с насадкой РПТН ПЕТОН.

Таблица 2

Энерго- и ресурсоэффективность РПТН ПЕТОН

Наименование параметра	Депропанизатор	
	с насадкой ПЕТОН	с клапанными тарелками
1. Высота контактного устройства, мм	8000	17640
2. Общая высота аппарата, мм	16850	23150
3. Перепад давления (низ), ата	0,2	0,7
4. Тепловая нагрузка на ИПП, МКДж/ч	4,0	4,1
- расход пара, кг/ч	1967,4	1997,5
- расход пара в год (8000 ч), кг	15738800	15979840
5. Экономия пара в год, кг	241040	

На рис. 5 схематично показан общий вид депропанизатора с насадкой РПТН ПЕТОН.

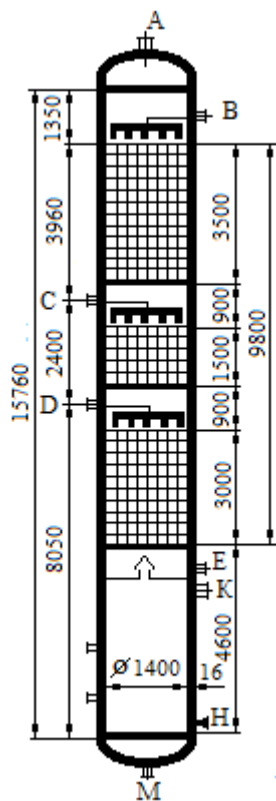


Рис. 5. Общий вид депропанизатора с РПТН ПЕТОН

В колонне предусмотрены два ввода потока питания С и D, ввод флегмы – В, отвод паровой фазы с верхней части – А, ввод паровой фазы из ИПП – К, отвод жидкой фазы – Е в ИПП после контакта в насадке, возврат жидкой фазы – Н из ИПП, отвод БФ – М на охлаждение. Поток флегмы и потоки питания подаются через распределительные устройства на орошение регулярной насадки, а паровой поток из ИПП распределяется по сечению колонны при проходе через нижнюю тарелку.

Таким образом, для повышения энергоэффективности работы депропанизатора необходимо обеспечить частичную конденсацию в деэтанализаторе, при этом сокращаются потери пропана и бутана с сухим газом, и увеличивается выход БФ из депропанизатора на 1013,91 кг/час. При замене клапанных тарелок Зульцер в колонне на РПТН ПЕТОН уменьшается высота, занятая контактными устройствами, на 9640 мм, что позволяет уменьшить не только общую высоту депропанизатора, но и снизить энергозатраты. Экономия греющего пара составляет 241 т/год.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лаптев, А. Г. Повышение энергоэффективности установок и импортозамещение в нефтегазохимическом комплексе / А. Г. Лаптев, М. М. Башаров // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 4. – С. 100–106.
2. Ясавеев, Х. Н. Модернизация установок переработки углеводородных смесей / Х. Н. Ясавеев, А. Г. Лаптев, М. И. Фарахов. – Казань: Издательство «ФЭН», 2004. – 307 с.
3. Инженерно-Внедренческий Центр «Инжехим» (ИВЦ «Инжехим»). Каталог на внутренние устройства колонного оборудования [Электронный ресурс]. – [2025]. – Режим доступа: <https://ingehim.ru/files/kolonnoe-oborudovanie.pdf>.
4. Технологический инжиниринговый холдинг ПЕТОН. Технологическое оборудование PETON [Электронный ресурс]. – [2025]. – Режим доступа: <https://peton.ru/upload/dokumenty-dlya-skachivaniya/Брошюра%20по%20оборудованию.pdf>.
5. Изготовление пакетов регулярной насадки [Электронный ресурс]. – [2025]. – Режим доступа: <http://giph.su/regp>.
6. Высокоэффективные решения для насадочных колонн. [Электронный ресурс]. – [2025]. – Режим доступа: http://www.reefing.ru/assets/templates/reefing_template/reefing_NX/documents/GTC_N.pdf.
7. Регулярная насадка для процессов абсорбции и ректификации [Электронный ресурс]. – [2025]. – Режим доступа: <https://tisys.ru/upload/uf>.
8. Поникаров, И. И. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки / И. И. Поникаров, М. Г. Гайнуллин. – Изд. 3-е, стер. – СПб.: Лань, 2017. – 604 с.
9. Ахметов, С. А. Технология и оборудование процессов переработки нефти и газа / С. А. Ахметов, Т. П. Сериков, И. Р. Кузеев, М. И. Баязитов; под ред. С. А. Ахметова. – СПб.: Недра, 2006. – 868 с.
10. ГОСТ 34858-2022. Газы углеводородные сжиженные топливные. Технические условия. – М.: Российский институт стандартизации, 2023.
11. П. м. 145165 РФ МПК C07C 7/04. Установка разделения этан-пропановой фракции / А. В. Литвиненко, А. О. Шеин, Г. Г. Тютюнник, Е. В. Яценко; заявитель и патентообладатель ОАО «НИПИгазпереработка». – № 2014111424/04; заявл. 25.03.2014 г.; опубл. 10.09.2014 г., Бюл. № 25.
12. Жирнов, В. В. Вариант совершенствования установок стабилизации бензина и газодифракционирования / В. В. Жирнов, С. М. Леденев, Н. В. Шибитова // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2016. – № 12, Ч. 9. – С. 1678–1681.
13. Леденев, С. М. Improving the Efficiency of the Gas Fractionation Unit of a Gasoline Stabilization Installation / С. М. Леденев, Н. В. Шибитова, В. В. Жирнов // Chemistry and Technology of Fuels and Oils. – 2020. – Vol. 56, № 1 (March). – P. 9–11. – DOI: 10.1007/s10553-020-01104-y.
14. Новая конструкция массообменной тарелки с переливным устройством подвешенного типа / Н. В. Шибитова, Н. С. Шибитов, А. Б. Голованчиков, И. В. Полупан // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2014. – № 10. – С. 18–21.
15. ГОСТ 31607-2012. Энергосбережение. Нормативно-методическое обеспечение. Основные положения. – М.: Стандартинформ, 2013.
16. ГОСТ 31531-2012. Энергосбережение. Методы подтверждения соответствия показателей энергетической эффективности энергопотребляющей продукции их нормативным значениям. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2015.

УДК 66.047.544

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-28-32

*А. Б. Голованчиков, А. А. Шурак***ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ
И ОКОЛОРЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ВИБРООЖИЖЕНИИ
ШИННОГО РЕГЕНЕРАТА В ШАХТНОЙ СУШИЛКЕ****Волгоградский государственный технический университет**

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

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

В работе представлена конструкция для создания виброожиженного слоя в шахтной сушилке посредством передачи продольных колебаний от вибропривода к вибрирующим узлам и деталям при обработке перерабатываемых гетерогенных и гомогенных сред. Рассмотрены основные уравнения алгоритма расчета и представлены результаты расчетов оптимальных резонансных и околорезонансных рабочих частот вибропривода для собственной частоты колебаний пружинного маятника, каким становятся узлы и детали, установленные на цилиндрических пружинах в шахтной сушилке при виброожижении гранул шинного регенерата. Показано, что при правильно выбранной цилиндрической пружине можно определить резонансную $f = 10$ Гц и околорезонансную частоту вынужденных колебаний вибропривода, лежащую в пределах 7–14 Гц. Установлено, что применение зарезонансных частот целесообразней для виброожиженных слоев, чем дорезонансных, ввиду незначительного увеличения амплитуды колебаний относительно резонансной. Определено, что при виброожижении шинного регенерата в шахтной сушилке стержнями в резонансном и околорезонансном режиме позволяет снизить амплитуду колебания вибропривода и рамы в 3,62 раза, при этом уменьшив затраты на мощность в 2,28 раза.

Ключевые слова: сушка, цилиндрическая пружина, вибропривод, резонансный режим, мощность, шинный регенерат

*A. B. Golovanchikov, A. A. Shurak***ENERGY EFFICIENCY OF THE USE OF RESONANT
AND NEAR-RESONANT VIBRATIONS DURING VIBRATION
LIQUEFACTION OF TIRE REGENERATE IN A SHAFT DRYER****Volgograd State Technical University**

The paper presents a design for creating a vibro-fluidized layer in a shaft dryer by transmitting longitudinal oscillations from a vibration drive to vibrating units and parts during processing of recycled heterogeneous and homogeneous media. The main equations of the calculation algorithm are considered and the results of calculating the optimal resonant and near-resonant operating frequencies of the vibration drive for the natural frequency of oscillations of a spring pendulum, which units and parts installed on cylindrical springs in a shaft dryer become during vibro-fluidization of granules of tire reclaim, are presented. It is shown that with a correctly selected cylindrical spring, it is possible to determine the resonant $f = 10$ Hz and near-resonant frequency of forced oscillations of the vibration drive lying within 7–14 Hz. It is established that the use of super-resonant frequencies is more expedient for vibro-fluidized layers than the use of pre-resonant frequencies due to an insignificant increase in the amplitude of oscillations relative to the resonant one. It has been determined that vibratory liquefaction of tire reclaim in a shaft dryer with rods in resonant and near-resonant mode allows for a reduction in the oscillation amplitude of the vibration drive and frame by 3,62 times, while reducing power costs by 2,28 times.

Keywords: drying, cylindrical spring, vibration drive, resonance modes, power, tire regenerate

С середины прошлого века для интенсификации технологических процессов в различных отраслях промышленности стали использовать вибрацию, которая может увеличить скорость тепло- и массопередачи в 5–10 раз по сравнению с традиционными процессами [1; 2].

Применительно к технологическим процессам сушки различных материалов стоит отметить, что в связи с растущими требованиями

к качеству готовой продукции и ростом затрат на обслуживание и эксплуатацию сушильного оборудования остро встает вопрос о выборе оптимальных технологических параметров процесса и геометрии аппарата. Данная проблема решается при помощи физического и математического моделирования, а также путем разработок новых конструкций сушильного оборудования [3–5].

Широк спектр параметров вибрации применяется для интенсификации процессов тепло- и массопередачи: частот колебаний – от 0,1 до 10^5 Гц, амплитуд колебаний – от нескольких микрон до 30 мм. Несмотря на явное преимущество использования вибрации для интенсификации технологических процессов, серьезным недостатком ее применения является разрушающее влияние колебаний на конструкции деталей и узлов аппаратов. При этом вибровозбудители, особенно механические, при высоких частотах (амплитудах) колебаний становятся недолговечными [6; 7].

Удельные затраты мощности (на единицу массы) вибровозбудителя определяются следующим выражением:

$$N_y = A^2 \cdot \omega^3, \quad (1)$$

где A – амплитуда, м; $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ – угловая частота, рад/с; f – частота, Гц.

Уравнение (1) показывает, что наиболее целесообразно приводить в колебания не весь аппарат, а его отдельные детали и узлы, взаимодействующие с единицей массы рабочей среды, интенсивность переработки которой определяется вибрацией.

Целью работы является оценка влияния вибрации при резонансных и околорезонансных режимах вибрации на технико-экономические параметры шахтной сушилки при виброожижении в ней гранул шинного регенерата.

Для создания вибрации внутри высушиваемого слоя шинного регенерата необходимо поместить в его объем вибровозбудитель, что технически весьма затруднительно. Однако вибрацию можно создавать с помощью вспомогательных элементов, присоединенных к виброприводу и передающих колебания в рабочий объем аппарата. Для этих целей была разработана конструкция шахтной сушилки с виброожижением гранул шинного регенерата, схема которой представлена на рис. 1.

Сушилка состоит из прямоугольного корпуса 1 с патрубками подвода 2 сушильного агента и отвода 3 высушенных частиц. Для дополнительного подвода сушильного агента внутрь движущихся сверху вниз частиц шинного регенерата установлены коробка 4 с открытыми днищами. Для регулирования производительности выходящих частиц шинного регенерата на патрубке 3 установлена заслонка 5. На цилиндрических пружинах сжатия 6 дополнительно сверху корпуса 1 установлена рама 7 с опорной плитой и виброприводом 8.

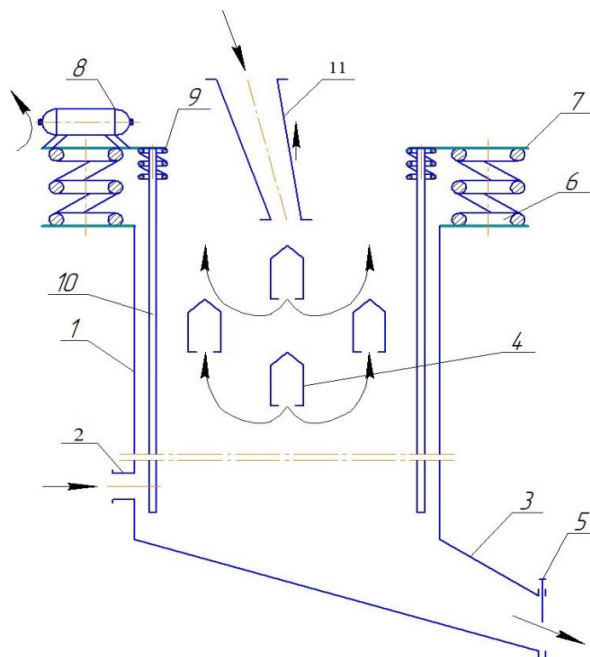


Рис. 1. Схема шахтной сушилки для сушки гранул шинного регенерата в виброожиженном слое:
1 – корпус; 2, 3 – патрубки подвода и отвода сушильного агента; 4 – коробка; 5 – заслонка; 6 – пружины сжатия; 7 – рама; 8 – вибропривод; 9 – пружины растяжения; 10 – стержни; 11 – патрубок подвода шинного регенерата

В углах рамы 7 закреплены верхние торцы цилиндрических пружин растяжения 9, на нижних торцах которых закреплены верхние концы стержней 10, имеющих длину равную высоте слоя гранул шинного регенерата. Влажный шинный регенерат подается в корпусе 1 по патрубку 11. Необходимость применения виброожижения высушиваемых частиц связана с образованием застойных зон в углах корпуса 1 шахтной сушилки, неравномерностью скорости их движения по сечению корпуса, а значит разным временем пребывания внутри аппарата, что обуславливает перегрев части гранул шинного регенерата, находящихся в корпусе больше среднего расчетного времени, и, наоборот, недосушки другой части гранул.

Применение виброожижения способствует тому, что слой гранул шинного регенерата начинает вести себя как жидкость, выравнивая тем самым время пребывания частиц внутри аппарата, что повышает интенсивность процесса сушки и увеличивает производительность шахтной сушилки. Кроме того, при достижении резонансных и околорезонансных колебаний значительно уменьшаются затраты мощности и электроэнергии, и, соответственно, эксплуатационные расходы.

Рассмотрим пружинный маятник, работающий при совпадении частоты вынужденных ко-

лебаний вибропривода 8 с частотой собственных колебаний каждого стержня 10 на цилиндрической пружине растяжения 9 [8; 9].

Увеличение амплитуды колебаний стержня относительно амплитуды колебаний вибропривода определяется выражением:

$$A_{oz} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - (f/f_{oz})^2\right]^2 + \left[2 \cdot n_u \cdot (f/f_{oz})^2\right]^2}}, \quad (2)$$

где f – частота колебаний вибропривода, Гц; f_{oz} – резонансная частота колебаний, Гц; $n_u = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot k_{mp}$ – удельная сила трения, приходящаяся на единицу массы и скорости, Гц; k_{mp} – коэффициент трения стержня о шинный регенерат.

Мощность вибропривода 8 при его жестком креплении к раме 7 рассчитывается следующим образом:

$$N_o = \frac{A_o^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^3 \cdot M}{\eta}, \quad (3)$$

где A_o – амплитуда вынужденных колебаний стержней 10, м; M – общая масса рамы 7, вибропривода 8 и стержней 10, кг; η – коэффициент полезного действия вибропривода 8.

При креплении вибропривода к раме с помощью пружин его мощность определяется следующим образом:

$$N_z = \frac{A_o^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^3 \cdot m_1 + A^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^3 \cdot m_2}{\eta}, \quad (4)$$

где $A = A_o/A_{oz}$ – амплитуда колебаний вибропривода и рамы, м; m_1 – масса всех стержней, кг; m_2 – общая масса вибропривода и рамы, кг.

С использованием уравнений (1)–(4) разработана программа расчета технико-экономических параметров работы шахтной сушилки с виброожиженным слоем шинного регенерата [10]. В таблице представлены исходные, справочные данные и результаты расчета сушилки, работающей при условии совпадения частоты вынужденных колебаний вибропривода с частотой собственных колебаний стержней, то есть при $f = f_{oz}$.

Анализ результатов расчета показывает, что при частоте вынужденных колебаний стержней меньше 7 Гц и больше 14 Гц применение виброожижения нецелесообразно, так как в этом случае амплитуда колебаний вибропривода будет больше рекомендуемой, то есть $A > A_0$.

На рис. 2 приведены графики зависимости амплитуды колебаний вибропривода от частоты его вынужденных колебаний.

Из него видно, что при резонансной частоте колебаний $f_{oz} = 10$ Гц амплитуда вынужденных колебаний вибропривода и рамы $A = 1,1$ мм снижается в 3,62 раза относительно амплитуды вынужденных колебаний стержней $A_0 = 4$ мм. При этом переход к дорезонансной частоте колебаний $f = 9$ Гц обуславливает необходимость обеспечения амплитуды вынужденных колебаний вибропривода и рамы $A = 1,8$ мм, а переход к зарезонансной частоте колебаний $f = 11$ Гц незначительно повышает амплитуду их колебаний по сравнению с ее значением для резонансной частоты.

Таким образом, использование зарезонансных частот наиболее целесообразно, чем дорезонансных.

Исходные, справочные данные и расчетные технико-экономические параметры шахтной сушилки с виброожиженным слоем шинного регенерата

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4
Исходные данные			
1. Амплитуда вынужденных колебаний стержней	м	A_o	0,004
2. Высота стержней	м	H_c	12
3. Диаметр стержней	м	d_c	0,014
4. Число стержней и пружин растяжения	–	k_c	4
5. Общая масса вибропривода и рамы	кг	m_2	30
Справочные данные			
1. Плотность материала стержней	кг/м ³	ρ	8000
2. Годовой фонд рабочего времени (восемьчасовая неделя, одна смена)	ч	C	2400
3. Коэффициент полезного действия вибропривода	–	η	0,5

Окончание таблицы

1	2	3	4
4. Стоимость одного кВт·ч электроэнергии	руб./ (кВт·ч)	C_{el}	4,6
5. Резонансная частота колебаний	Гц	f_{oz}	10
6. Коэффициент трения стержней о шинный регенерат	–	k_{mp}	0,022
Расчетные технологические параметры			
1. Масса одного стержня	кг	m_c	4,8
2. Масса всех стержней	кг	m_1	19,3
3. Общая масса рамы, вибропривода и стержней	кг	M	49,3
4. Удельная сила трения, приходящаяся на единицу массы и скорости	Гц	n_u	1,38
5. Увеличение амплитуды колебаний каждого стержня относительно амплитуды колебаний вибропривода	–	A_{oz}	3,62
6. Амплитуда колебаний вибропривода	м	A	0,0011
7. Частота колебаний вибропривода	Гц	f	10
Расчетные экономические параметры			
1. Мощность вибропривода при его жестком креплении к раме со стержнями	Вт	N_0	390,6
2. Мощность вибропривода при его креплении к раме со стержнями с помощью пружин	Вт	N_z	171,0
3. Отношение мощности N_0 к мощности N_z	–	O_N	2,28
4. Годовая стоимость электроэнергии при жестком креплении вибропривода к раме со стержнями	руб./год	c_o	4313
5. Годовая стоимость электроэнергии при креплении к раме со стержнями вибропривода с помощью пружин	руб./год	c_r	1888

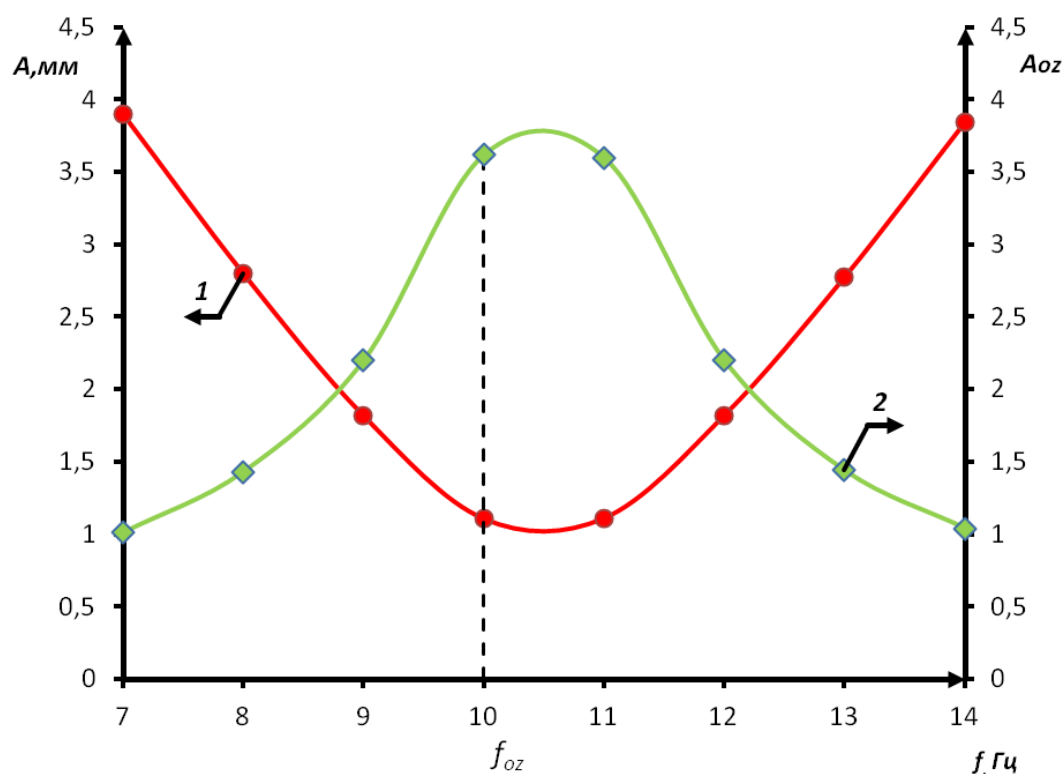


Рис. 2. Графики зависимости размерной (1) и относительной (2) амплитуды колебаний вибропривода от частоты его вынужденных колебаний

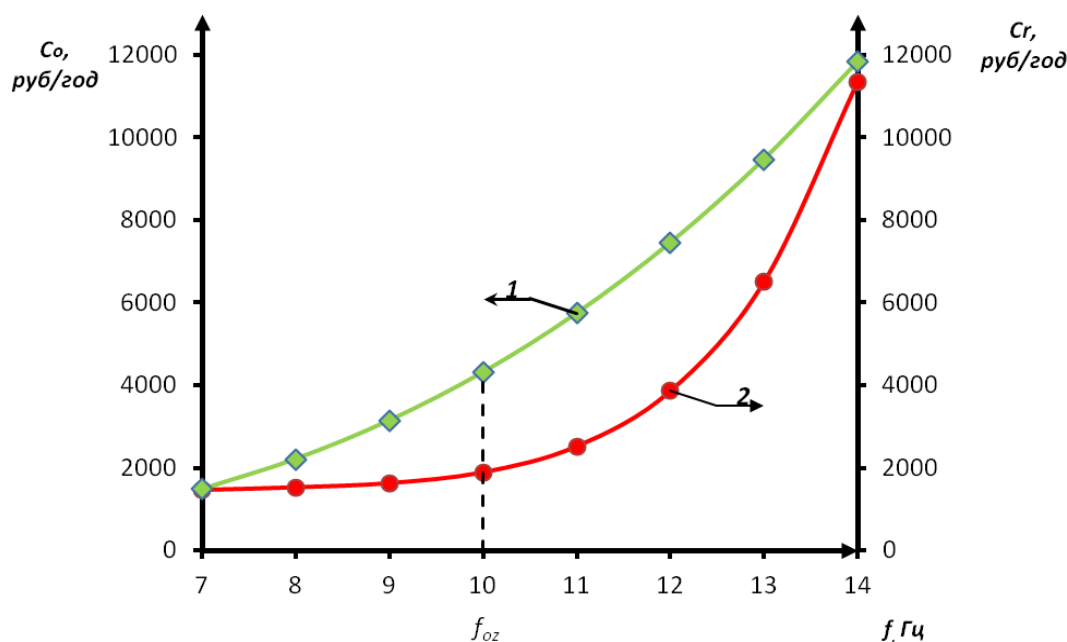


Рис. 3. Графики зависимости годовых затрат на электроэнергию от частоты вынужденных колебаний вибропривода при его жестком креплении к раме (1) и креплении с помощью пружин (2)

На рис. 3 приведены графики зависимости годовых затрат на электроэнергию от частоты вынужденных колебаний вибропривода

Из него видно, что при использовании резонансных и зарезонансных частот колебаний $f = 10\text{--}11$ Гц затраты на электроэнергию в среднем снижаются в 2,28 раза.

Также необходимо отметить, что околорезонансные и резонансные частоты колебаний длинных стержней в силу наличия в аппарате высокого сопротивления вибрации в виде слоя гранул шинного регенерата не вызывают значительного увеличения амплитуды их колебаний A больше заранее определенной величины A_0 . Это обстоятельство позволяет избежать разрушения деталей и узлов конструкции шахтной сушилки с виброожиженным слоем.

Таким образом, применение околорезонансного и резонансного режимов вибрации стержней, приводящих в виброожиженное состояние гранулы шинного регенерата в шахтной сушилке, позволяет снизить амплитуду колебаний вибропривода и рамы в 3,62 раза. Затраты мощности при креплении вибропривода к раме с помощью пружин по сравнению с их жестким закреплением снижаются в 2,28 раза — с 390,6 Вт до 171,0 Вт.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Новицкий, Б. Г. Применение акустических колебаний в химико-технологических процессах / Б. Г. Новицкий. — М.: Химия, 1983. — 192 с.

2. Варсанюфьев, В. Д. Вибрационная техника в химической промышленности / В. Д. Варсанюфьев, Э. Э. Кольман-Иванов. — М.: Химия, 1985. — 240 с.

3. Шурак, А. А. Исследование влияния геометрических характеристик аппаратов с псевдоожиженным слоем на технологические параметры процесса сушки / А. А. Шурак, А. А. Шагарова, Л. М. Мансур // Технологии нефти и газа. — 2020. — № 6 (131). — С. 50–53.

4. Дарманиян, А. П. Математическое моделирование кинетики влажности зерна озимой пшеницы в процессе сушки / А. П. Дарманиян, С. И. Богданов, М. А. Маркин // Международный научно-исследовательский журнал. — 2022. — № 4–1 (118). — С. 44–49.

5. Богданов, С. И. Исследование и математическое моделирование кинетики сушки зерна озимой пшеницы / С. И. Богданов, А. П. Дарманиян, М. А. Маркин // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. — 2022. — № 2 (66). — С. 439–448.

6. Кардашев, Г. А. Физические методы интенсификации процессов химической технологии / Г. А. Кардашев. — М.: Химия, 1990. — 208 с.

7. Вибрационные массообменные аппараты / И. Я. Городецкий, А. А. Васин, В. М. Олевский, П. А. Луганов. — М.: Химия, 1980. — 192 с.

8. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Ануриев. — М.: Машиностроение, 1967. — 688 с.

9. Яворский, Б. М. Справочник по физике / Б. М. Яворский, А. А. Детлаф. — М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. — 847 с.

10. Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2023617204 от 6 апреля 2023 г. Российская Федерация. Программа для расчета технико-экономических параметров виброожиженного слоя частиц дисперсной фазы в колонне / А. Б. Голованчиков, Н. В. Тимошин, А. А. Шурак, Н. А. Меренцов; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. — 2023.

УДК 621.928.37

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-33-40

*В. О. Яблонский***АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРА РАЗДЕЛЕНИЯ И ПЛАСТИЧЕСКИХ
СВОЙСТВ СРЕДЫ НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА
ДВУХСТАДИЙНОЙ ФЛОТАЦИИ В ГИДРОЦИКЛОНЕ****Волгоградский государственный технический университет**

everest58@mail.ru

Разработана математическая модель для описания процесса разделения вязкопластичных сред при двухступенчатой флотационной сепарации с использованием цилиндрического гидроциклона-флотатора. Проведено моделирование концентрационного поля твердых частиц, объединенных в комплексы, и определено влияние сепарационного фактора, пластической аномалии среды и концентрации вторичного газа на эффективность двухступенчатой флотационной сепарации в гидроциклоне-флотаторе. Определены оптимальные параметры для применения данного процесса. Установлено, что двухступенчатая флотационная сепарация значительно снижает концентрацию остатка твердых частиц в разделяемой среде при увеличении концентрации вторичного газа. Влияние сепарационного фактора наиболее выражено в средах с высокими значениями комплекса пластической аномалии. Показано, что в случае сред с высокими значениями комплекса пластической аномалии флотационная сепарация особенно эффективна при высоких значениях фактора сепарации, что обеспечивает минимальную концентрацию остатка твердых частиц.

Ключевые слова: вязкопластичная среда, предельное сдвиговое напряжение, двухступенчатая флотационная сепарация, гидроциклон-флотатор, флотационный комплекс, комплекс пластической аномалии, сепарационный фактор, индекс нелинейности, показатель консистенции, концентрация остатка

*V. O. Yablonskii***ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE SEPARATION FACTOR
AND THE PLASTIC PROPERTIES OF THE MEDIUM ON THE INDICATORS
OF THE TWO-STAGE FLOTATION PROCESS IN A HYDROCYCLONE****Volgograd State Technical University**

A mathematical model has been developed to describe the separation process of viscoplastic media in a two-stage flotation separation using a cylindrical hydrocyclone flotator. The concentration field of solid particles associated in flotation complexes has been simulated, and the effect of the separation factor, plastic anomaly of medium, and secondary gas concentration on the efficiency of two-stage flotation separation in a hydrocyclone flotator has been determined. Optimum parameters for using this process have been determined. It has been established that two-stage flotation separation significantly reduces the concentration of solid particles remaining in the separated medium with an increase in the secondary gas concentration. The effect of the separation factor is most pronounced in media with high values of the plastic anomaly complex. It is shown that in the case of media with high values of the plastic anomaly complex, flotation separation is especially effective at high values of the separation factor, which ensures a minimum concentration of solid particles residue.

Keywords: viscoplastic medium, ultimate shear stress, two-stage flotation separation, hydrocyclone flotator, flotation complex, plastic anomaly complex, separation factor, nonlinearity index, consistency index, residue concentration

Множество продуктов, используемых в химической промышленности, представляют собой вязкопластичные среды, которые обладают ярко выраженным предельным сдвиговым напряжением. Это свидетельствует об их отклонении от поведения, свойственного ньютоновским жидкостям. В качестве примеров таких сред можно привести суспензии глазури, биомассу, белково-витаминные концентраты (например, паприн, гаприн и меприн), карбид кремния, сточные воды, содержащие масла, жиры

и другие вещества, а также буровые растворы и модифицированные смазочные масла. Метод напорной флотационной сепарации широко применяется в химической промышленности и смежных отраслях, включая разделение продуктов биосинтеза, выделение мелкодисперсных твердых фаз из суспензий и очистку различных технологических жидкостей.

Исследования, которыми занимались авторы работ [1; 2], направлены на моделирование гидродинамических процессов, происходящих

Процесс двухступенчатой напорной флотационной сепарации проходит следующим образом (рис. 1): насыщенная газом (воздухом) среда под давлением до 0,8 МПа поступает тангенциально в верхнюю часть цилиндрического корпуса прямого гидrocиклона-флотатора через входной патрубок 1. Внутри гидrocиклона-флотатора среда стекает по стенкам вниз в виде закрученной пленки 2, имея три составляющие скорости: окружную V_ϕ , осевую V_z и радиальную V_r . При снижении давления до атмосферного начинается выделение газовых пузырей. Твердые частицы под действием центробежных сил стремятся к стенкам корпуса аппарата, тогда как газовые пузыри под действием центростремительной силы Архимеда движутся к поверхности разделяемой среды.

На первой ступени флотационной сепарации при столкновении твердых частиц с пузырями газа образуются флотационные комплексы, выносящие твердые частицы на поверхность разделяемой среды в виде пенного слоя, который извлекается через отводящую трубу 3. Всплывающий флотационный комплекс имеет

компоненты скорости в окружном $V_{\phi hc}$, осевом $V_{z hc}$ и радиальном $V_{r hc}$ направлениях. Вторичные газовые пузыри, поступающие из пористых стенок корпуса 4 через воздушный коллектор 5 с патрубком 6 для подачи воздуха, имеют значительно больший диаметр, чем пузыри, выделяющиеся во взвешенном состоянии при декомпрессии, и всплывают к поверхности среды значительно быстрее, чем сформированный флотационный комплекс. На второй ступени флотационной сепарации вторичные газовые пузыри, сталкиваясь со всплывающим флотационным комплексом, образуют с ним вторичный комплекс, частицы которого образуют «перемычки» между пузырями [9] и быстро устремляются к поверхности среды. Осветленная среда удаляется из аппарата через донный слив 7.

Считаем, что реологические свойства вязкопластичной разделяемой среды в случае трехмерного потока можно охарактеризовать уравнением Гершеля – Балкли [10]. Это уравнение, записанное в терминах компонент тензора скоростей смещения с учетом критерия Мизеса, имеет следующий вид:

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

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

где τ_{ij} – компоненты силового тензора, Па; τ_0 – предельное сдвиговое напряжение, Па; γ_{ij} – компоненты тензора скоростей смещения, c^{-1} ; A – плотность скоростей смещения, c^{-1} ; n – индекс нелинейности; k – показатель консистенции, $Па \cdot c^n$; r, z – радиальная и осевая координаты, м; ϕ – окружная координата, рад.

Вследствие высокой кажущейся вязкости вязкопластичной среды течение внутри гидrocиклона-флотатора происходит в пленочном режиме, что обеспечивает устойчивое связывание флотационного комплекса частица – пузырь, так как отсутствует резкое увеличение окружной скорости вблизи оси аппарата [2].

Математическая модель первой ступени процесса двухступенчатой флотационной сепарации рассмотрена в [4]. Постановка задачи моделирования двухступенчатой флотационной сепарации основана на следующих предположениях. Диаметр вторичных газовых пузырей, подаваемых через пористые стенки корпуса

гидrocиклона-флотатора, значительно больше диаметра газовых пузырей, выделяемых на первой ступени флотационной сепарации, поэтому эффективность столкновения свободных твердых частиц с вторичными газовыми пузырями, определяемая по формуле Сазерленда [9], очень мала. Следовательно, можно предположить, что вторичные газовые пузыри, скорость подъема которых к поверхности среды выше, чем у флотационного комплекса, образовавшегося на первой ступени, сталкиваются с флотационными комплексами, образуя вторичный комплекс и втягиваются в слой пены.

Для математического моделирования концентрационного поля объединенных в комплексы твердых частиц на второй ступени флотационной сепарации при разделении вязкопластичных сред в гидrocиклоне-флотаторе используется дифференциальное уравнение массопереноса. Это уравнение может быть записано в векторной форме для твердых частиц и вторичных газовых пузырей с учетом притока

частиц, объединенных в комплексы, за счет комплексобразования на первой ступени флотационной сепарации и их оттока за счет вторичного комплексобразования на второй ступени:

$$\begin{aligned} \operatorname{div}(\bar{V}_c c_{hc}) &= J_{hc1} - J_{hc2} \\ \operatorname{div}(\bar{V}_{g2} c_{g2}) &= -J_{g2} \end{aligned} \quad (1)$$

где $\bar{V}_c$ – вектор скорости флотационного комплекса; $\bar{V}_{g2}$ – вектор скорости вторичного газового пузыря; c_{hc} – концентрация твердых частиц, объединенных в комплексы, $\text{м}^3/\text{м}^3$; c_{g2} – концентрация вторичных газовых пузырей, $\text{м}^3/\text{м}^3$; J_{hc1} – приток твердых частиц, объединенных в комплексы, на первой ступени флотационной сепарации; J_{hc2} – отток твердых частиц, объединенных в комплексы, на второй ступени флотационной сепарации; J_{g2} – отток вторичных газовых пузырей на второй ступени флотационной сепарации.

В этом уравнении, согласно [11; 12], выход J_{hc2} твердых частиц, объединенных в комплексы, при флотационной сепарации вторичными пузырями, и вход J_{hc1} на первой ступени флотационной сепарации имеют вид, аналогичный уравнению кинетики для реакции первого порядка.

Наиболее распространенной в практике флотационной сепарации является ситуация, когда концентрация вторичных газовых пузырей в среде значительно превышает концентрацию твердых частиц, объединенных в комплексы, $c_{g2} > c_{hc}$ и можно принять $c_{g2} = \text{const}$ для всего объема среды в аппарате. Концентрация пузырей, выделяющихся в среде на первой ступени флотационной сепарации, также значительно превышает концентрацию свободных твердых частиц $c_{g1} > c_h$. В этом случае второе уравнение системы (1) может быть исключено и система (1) сведена к одному уравнению:

$$\bar{V}_c \operatorname{grad} c_{hc} + c_{hc} \operatorname{div} \bar{V}_c = A_1 c_h c_{g1} - A_2 c_{hc} c_{g2}, \quad (2)$$

где A_1 – кинетическая константа первой стадии флотации, с^{-1} ; A_2 – кинетическая константа второй стадии флотации, с^{-1} ; c_h – концентрация свободных твердых частиц, $\text{м}^3/\text{м}^3$; c_{g1} – концентрация пузырей, выделившихся на первой ступени флотационной сепарации, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Коэффициенты кинетики для первой и второй ступеней (A_1 и A_2) могут быть рассчитаны по формулам [11; 12].

Поскольку радиальные составляющие скорости флотационного комплекса и неразрывно-

го потока среды различны, а осевые совпадают, при таком допущении:

$$\operatorname{div} \bar{V}_c = \frac{1}{r} \frac{\partial [r(V_{rc} - V_{rl})]}{\partial r},$$

где V_{rc} – радиальная составляющая скорости флотационного комплекса, $\text{м}/\text{с}$; V_{rl} – радиальная составляющая скорости среды, $\text{м}/\text{с}$.

С учетом этого уравнение (2) переходит в (3):

$$\begin{aligned} V_{rc} \frac{\partial c_{hc}}{\partial r} + V_{zc} \frac{\partial c_{hc}}{\partial z} = \\ = A_1 c_h c_{g1} - c_{hc} \left\{ A_2 c_{g2} + \frac{1}{r} \frac{\partial [r(V_{rc} - V_{rl})]}{\partial r} \right\}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $V_{zc}(r, z)$, $V_{rc}(r, z)$ – осевая и радиальная компоненты скорости флотационного комплекса, $\text{м}/\text{с}$.

Уравнение (3) решается вместе с уравнением движения флотационного комплекса.

Будем предполагать, что на второй ступени флотационной сепарации, как и в случае одноступенчатого процесса [4; 6], основным механизмом формирования вторичных флотационных комплексов является их столкновение с вторичными газовыми пузырями при всплытии к поверхности среды, определяющее воздействие на который оказывают характеристики дисперсности и физические свойства фаз.

Подобно предположениям, изложенным в [4], будем считать, что все взаимодействия вторичных газовых пузырей с флотационными комплексами приводят к образованию вторичных флотационных комплексов, которые не разрушаются при всплытии в пенную зону и не выпадают из нее. При таких условиях стадия столкновения вторичных газовых пузырей с флотационными комплексами определяет общую эффективность двухступенчатого процесса флотационной сепарации в условиях пленочного течения разделяемой среды внутри гидроциклона-флотатора. Это объясняется тем, что вторичные газовые пузыри, обладая значительно большим диаметром по сравнению с пузырями, образующимися на первой ступени флотационной сепарации, обеспечивают заметно более высокую скорость всплытия вторичных флотационных комплексов к поверхности среды. В свою очередь, стадия переноса комплексов в условиях одноступенчатой флотационной сепарации является ограничивающей для всего процесса.

Радиальная составляющая скорости флота-

ционного комплекса определяется из решения дифференциального уравнения движения, учитывающего центробежную силу инерции, цен-

тростремительную силу Архимеда и силу сопротивления среды. Данное уравнение имеет следующий вид:

$$V_{rc} \frac{\partial V_{rc}}{\partial r} + V_{zc} \frac{\partial V_{rc}}{\partial z} = \frac{V_{\Phi c}^2}{r} \left[1 - \frac{\rho_l \left(\frac{d_h^3}{d_{g1}^2} + d_{g1} \right)}{\rho_h \frac{d_h^3}{d_{g1}^2} + \rho_g d_{g1}} \right] - \frac{3 K_{cr} \rho_l (V_{rc} - V_{rl}) |V_{rc} - V_{rl}|}{4 \left(\rho_h \frac{d_h^3}{d_{g1}^2} + \rho_g d_{g1} \right) \Phi(c_c)}, \quad (4)$$

где $V_{rc}(r, z)$ – радиальная составляющая скорости флотационного комплекса, м/с; $V_{rl}(r, z)$ – радиальная составляющая скорости среды, м/с; K_{cr} – коэффициент сопротивления радиальному движению флотационного комплекса [13]; d_h – диаметр твердых частиц, м; d_{g1} – диаметр газовых пузырей, выделяющихся на первой ступени флотации, м; d_{g2} – диаметр вторичных газовых пузырей, поступающих через пористую стенку корпуса гидроциклона, м; ρ_h – плотность твердых частиц, кг/м³; ρ_l – плотность среды, кг/м³; ρ_g – плотность газа (воздуха), кг/м³.

С учетом ориентации флотационного комплекса при всплытии характерным размером комплекса d_c принят диаметр газовых пузырей d_{g1} , выделяющихся на первой ступени флотационной сепарации.

Система дифференциальных уравнений в частных производных (3; 4) была представлена как система обыкновенных дифференциальных уравнений с использованием характеристического метода [14]. Данная система численно интегрировалась по программе на языке Фортран.

$$c(r, z) = EXP(B_0 + (B_1 + B_2/r + B_3/r^2)/z + (B_4 + B_5/r + B_6/r^2)/z^2 + (B_7 + B_8/z + B_9/z^2)*r + (B_{10} + B_{11}/z + B_{12}/z^2)*r^2 + B_{13} + B_{14}*r + B_{15}*r^2 + B_{16}*r^3 + B_{17}*r^4 + B_{18}*z + B_{19}*z^2 + B_{20}*z^3 + B_{21}*z^4), \quad (6)$$

где $c(r, z)$ – концентрация свободных частиц твердой фазы, м³/м³; B_0 – B_{21} – коэффициенты регрессии.

Течение вязкопластичной среды в гидроциклоне-флотаторе характеризуется [4] сепарационным фактором (числом Фруда), видоизмененным числом Рейнольдса Re_n , конструктивным параметром Q , коэффициентом нелинейности n , а также комплексом пластической аномалии Pl , характеризующим выраженность аномалии свойств пластичности среды.

Для оценки влияния сепарационного фактора при различных значениях комплекса пластической аномалии на эффективность разделения

Граничное условие для преобразованной системы обыкновенных дифференциальных уравнений задавалось в виде:

$$z = 0, \quad r_k - b \leq r \leq r_k, \quad c_{hc0} = 0, \quad (5)$$

где c_{hc0} – концентрация твердых частиц, объединенных в комплексы, на входе в аппарат, м³/м³; r_k – радиус корпуса гидроциклона-флотатора, м; b – ширина входного патрубка, м.

Моделирование второй стадии флотационной сепарации заключалось в численном интегрировании системы дифференциальных уравнений (3; 4) при граничном условии (5) в широком диапазоне изменения параметров процесса с использованием аппроксимации результатов моделирования концентрационного поля твердых частиц на первой ступени флотационной сепарации [4].

Результаты моделирования концентрационного поля твердых частиц по математической модели первой ступени флотационной сепарации были аппроксимированы с применением пакета SPSS уравнением регрессии:

среды двухступенчатой флотационной сепарацией в гидроциклоне-флотаторе используется среднеинтегральная безразмерная концентрация остатка S [4], определяемая с использованием пакета Maple 2019.

Результаты численного интегрирования полученной системы уравнений представлены на рис. 2 и 3.

На рис. 2, а и рис. 2, б представлены распределения концентрации остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, в данном сечении по оси гидроциклона (безразмерная координата $Z = z/r_k$) для $Fr = 30$, $Re_n = 4 \cdot 10^3$, $Q = 0,02$, $n = 0,7$, $Pl = 8,5 \cdot 10^{-3}$ (рис. 2, а) и

$Pl = 8,5 \cdot 10^{-2}$ при тех же значениях остальных параметров (рис. 2, б) при флотационной сепарации в гидроциклоне-флотаторе среды с выраженной аномалией свойств пластичности. Из анализа представленных на рис. 2, а зависимостей следует, что концентрация остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, S сначала возрастает в направлении оси аппарата вследствие создания флотационных комплексов на первой ступени флотационной сепарации, а затем снижается до пренебрежимо малых значений вследствие извлечения флотационных комплексов вторичными газовыми пузырями. Наличие второго максимума на рис. 2, б объясняется снижением коэффициента кинетики второй стадии флотационной сепарации при снижении концентрации остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, и повышением значений коэффициента кинетики первой стадии флотационной сепарации при

высоких значениях комплекса пластической аномалии Pl .

Из сопоставления распределений 1–4 следует, что концентрация остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, S снижается с увеличением концентрации вторичных газовых пузырей по всей высоте рабочего пространства. Из сравнительного анализа рис. 2, а и рис. 2, б следует, что концентрация остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, на выходе из рабочего пространства аппарата снижается с увеличением комплекса пластической аномалии Pl , соответствующем возрастанию выраженности аномалии свойств пластичности среды, что объясняется снижением затухания окружной составляющей скорости в направлении оси аппарата [2] и соответствующим возрастанием констант кинетики первой и второй стадий флотационной сепарации A_1 и A_2 в соответствии с данными [11; 12].

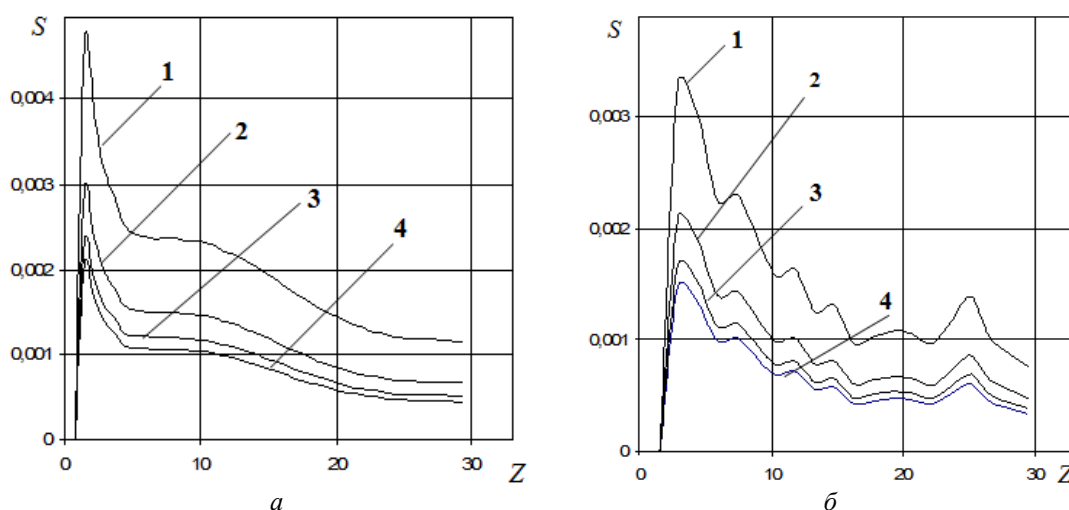


Рис. 2. Распределения концентрации остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, S по оси гидроциклона для $Fr = 30$, $Re_n = 4 \cdot 10^3$, $Q = 0,02$, $n = 0,7$; $d_h = 2 \cdot 10^{-5}$ м; $d_{g1} = 3 \cdot 10^{-5}$ м; $d_{g2} = 3 \cdot 10^{-4}$ м; $c_{g1} = 0,1$ м³/м³:
1 – $c_{g2} = 0,025$ м³/м³; 2 – $c_{g2} = 0,05$ м³/м³; 3 – $c_{g2} = 0,075$ м³/м³; 4 – $c_{g2} = 0,1$ м³/м³;
а – $Pl = 8,5 \cdot 10^{-3}$; б – $Pl = 8,5 \cdot 10^{-2}$

На рис. 3, а и рис. 3, б представлены распределения концентрации остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, S в направлении оси гидроциклона-флотатора для $Fr = 40$, $Re_n = 4 \cdot 10^3$, $Q = 0,02$, $n = 0,7$, $Pl = 8,5 \cdot 10^{-3}$ (рис. 3, а) и $Pl = 8,5 \cdot 10^{-2}$ при тех же значениях остальных параметров (рис. 3, б). Из анализа представленных на рис. 3, а и рис. 3, б распределений следует, что концентрация остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, S , при $Fr = 40$ с увеличением комплекса пластической аномалии Pl снижается быстрее, чем при $Fr = 30$ и при $Z = 14,5$ достигает нулевого зна-

чения (рис. 3, б). Наличие на кривой нескольких максимумов концентрации остатка твердых частиц (рис. 3, б) обусловлено взаимодействием процессов образования флотационных комплексов на первой ступени флотационной сепарации и их извлечения вторичными газовыми пузырями. Сопоставляя рис. 3, а и рис. 2, а, можно установить, что увеличение комплекса пластической аномалии Pl приводит к снижению концентрации остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, S вследствие их более быстрого извлечения в пенный слой и повышения коэффициента кинетики второй

стадии флотационной сепарации A_2 , обусловленного снижением затухания окружающей составляющей скорости [2]. Из сравнения рис. 3, б и рис. 2, б следует, что при высоких значениях комплекса пластической аномалии Pl , соответствующих значительной выраженности анома-

лии свойств пластичности среды, с возрастанием сепарационного фактора концентрация остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, снижается более интенсивно и достигает нулевого значения до выхода среды из рабочего пространства аппарата.

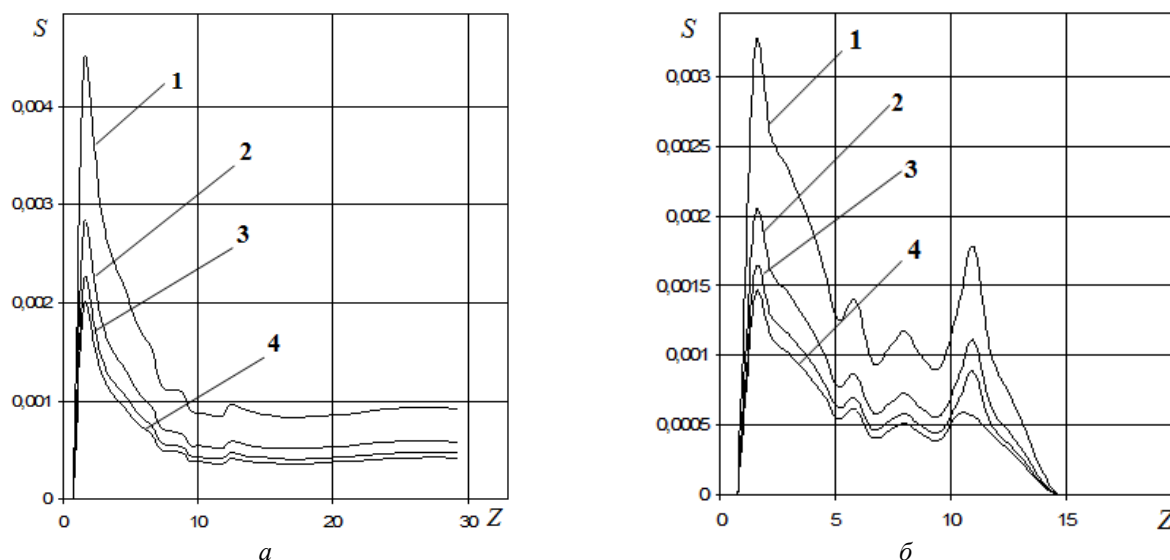


Рис. 3. Распределения концентрации остатка твердых частиц, объединенных в комплексы, S по оси гидроциклона для $Fr = 40$, $Re_n = 4 \cdot 10^3$, $Q = 0,02$, $n = 0,7$; $d_n = 2 \cdot 10^{-5}$ м; $d_{g1} = 3 \cdot 10^{-5}$ м; $d_{g2} = 3 \cdot 10^{-4}$ м; $c_{g1} = 0,1$ м³/м³:
1 – $c_{g2} = 0,025$ м³/м³; 2 – $c_{g2} = 0,05$ м³/м³; 3 – $c_{g2} = 0,075$ м³/м³; 4 – $c_{g2} = 0,1$ м³/м³;
 $a - Pl = 8,5 \cdot 10^{-3}$, $b - Pl = 8,5 \cdot 10^{-2}$

Таким образом, с использованием разработанной математической модели разделения вязкопластичных сред двухступенчатой флотационной сепарацией в цилиндрическом гидроциклоне-флотаторе выполнено моделирование концентрационного поля твердых частиц, объединенных в комплексы, установлено влияние сепарационного фактора, комплекса пластической аномалии и концентрации вторичных газовых пузырей на показатели работы двухступенчатого гидроциклона-флотатора и определены оптимальные режимы проведения процесса. Показано, что двухступенчатая флотационная сепарация позволяет существенно снизить концентрацию остатка твердых частиц при увеличении концентрации вторичных газовых пузырей. Влияние сепарационного фактора является более значительным для сред с высокими значениями комплекса пластической аномалии. Установлено, что процесс разделения сред с высокими значениями комплекса пластической аномалии протекает наиболее эффективно, особенно при высоких значениях сепарационного фактора, обеспечивая меньшую концентрацию остатка твердых частиц.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Матвиенко, О. В. Математическое моделирование течения закрученного потока псевдопластической жидкости Балкли – Гершеля в цилиндрическом канале / О. В. Матвиенко, В. П. Базуев, А. Е. Асеева // Инженерно-физический журнал. – 2019. – Т. 92, № 1. – С. 215–226.
2. Яблонский, В. О. Влияние конструктивных параметров гидроциклона на гидродинамику нелинейно вязкопластической жидкости / В. О. Яблонский // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2015. – № 8. – С. 6–10.
3. Щукина, А. Г. Математическое моделирование процессов разделения неоднородных систем с неньютоновской дисперсионной средой: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.16 / А. Г. Щукина. – Волгоград, 1996. – 168 с.
4. Яблонский, В. О. Моделирование влияния конструктивных параметров цилиндрического гидроциклона на показатели очистки вязкопластических жидкостей методом флотации / В. О. Яблонский // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2022. – № 10. – С. 15–18.
5. Разделение дисперсных систем в гидроциклонах с дополнительным вводом диспергированного газа / А. М. Кутепов, М. Г. Лагуткин, Г. В. Павловский, В. И. Муштаев // Теоретические основы химической технологии. – 1999. – Т. 33, № 5. – С. 571–577.
6. Разделение гетерогенных систем в цилиндрическом прямоточном гидроциклоне / А. М. Кутепов, М. Г. Лагуткин, В. И. Муштаев, С. Ю. Булычев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2002. – № 7. – С. 14–18.
7. Орлов, С. Л. О столкновении частиц и пузырьков при пневматической флотации в центробежном поле /

С. Л. Орлов // Развитие методов механической и биологической очистки сточных вод. – М.: ВОДГЕО, 1982. – С. 132–136.

8. Сотская, Т. З. Взаимодействие мелких частиц с газовыми пузырьками при напорной флотации / Т. З. Сотская, Ю. Ф. Баженов, Г. А. Голик // Химия и технология воды. – 1984. – Т. 6. – № 1. – С. 17–22.

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

10. Acary-Robert, C. Viscoplastic Free-Surface Flows: The Herschel-Bulkley Case / C. Acary-Robert, E. D. Fernandez-Nieto, G. Narbona-Reina, P. Vigneaux // Seventh International Conference on Computational Fluid Dynamics (ICCFD7). – Big Island, Hawaii. – 2012. – Pp. 1–15.

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

12. Оптимизация процесса электрофлотационного разделения суспензий / Н. В. Тябин, А. Б. Голованчиков, Г. Л. Дахина, В. И. Зеленцов // Электронная обработка материалов. – 1986. – № 5. – С. 65–67.

13. Acary-Robert, C. Flow of inelastic and viscoelastic fluids past a sphere / C. Acary-Robert, R. A. Mashelkar, J. Ulbrecht // Rheologica Acta. – 1976. – V. 15. – № 9. – P. 454–463.

14. Пономарев, К. К. Составление и решение дифференциальных уравнений инженерно - технических задач / К. К. Пономарев. – М.: ЕЕ Медиа, 2024. – 184 с.

УДК 621.311

DOI: 10.35211/2500-0585-2025-1-50-40-45

А. Н. Шилин¹, О. И. Елфимова², П. Д. Кутейников³

АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РЕЛЕ ЧАСТОТЫ

Волгоградский государственный технический университет

eltech@vstu.ru¹, olgai-karpenko@olgaiyandex.ru², suhanov.pavel@inbox.ru³

Автор, ответственный за переписку:

Ольга Ивановна Елфимова, olgai-karpenko@olgaiyandex.ru

В настоящее время основным источником жизнедеятельности населения на планете является энергоснабжение, и особенно это относится к промышленности и системам жизнеобеспечения. Поэтому к системам энергоснабжения предъявляются высокие требования по надежности, что связано с бесперебойностью электроснабжения потребителей электроэнергии. Повреждения и отказы различного характера в системах энергоснабжения могут приводить к различным негативным последствиям. В данной статье приведены результаты сравнительного анализа надежности различных конструкций реле частоты по справочным данным показателей надежности элементов реле. По результатам расчета определены показатели реле – вероятности безотказной работы и средней наработки на отказ. На основании произведенных выше расчетов можно сделать вывод о том, что переход в устройстве от отдельных элементов к интегральным повышает надежность функционирования реле.

Ключевые слова: надежность электроснабжения, реле частоты, микропроцессорные реле, дерево отказов, расчет параметров надежности

A. N. Shilin¹, O. I. Elfimova², P. D. Kuteynikov³

RELIABILITY ANALYSIS OF VARIOUS TYPES OF FREQUENCY RELAYS

Volgograd State Technical University

Nowadays, the main source of life of the population on the planet is energy supply and this is especially true for industry and life support systems. Therefore, high reliability requirements are imposed on energy supply systems, which is associated with the uninterrupted power supply of electricity consumers. Damage and failures of different nature in energy supply systems can lead to different negative consequences. This article provides the results of a comparative analysis of the reliability of various frequency relay designs using reference data on the reliability parameters of relay systems. Based on the calculation results, the relay parameters are determined – the failure-free operation probability and the average time between failures. Based on the calculations, that are made above, it can be concluded that the conversion in the device from individual elements to the integral ones increases the reliability of the relay.

Keywords: power supply reliability, frequency relay, microprocessor relays, fault tree, calculation of reliability parameters

Введение

В настоящее время основным источником жизнедеятельности населения на планете явля-

ется энергоснабжение, и особенно это относится к промышленности и системам жизнеобеспечения. Поэтому к системам энергоснабжения

предъявляются высокие требования по надежности, что связано с бесперебойностью электроснабжения потребителей электроэнергии. Повреждения и отказы различного характера в системах энергоснабжения могут приводить к различным негативным последствиям, в том числе к тяжелым авариям со значительным экономическим ущербом и опасности жизни и здоровья человека. На основании вышеизложенного можно сделать вывод об актуальности повышения надежности системы электроснабжения [1].

Одним из параметров, изменяющихся в электрической сети при повреждении, является частота. Устройства, предназначенные для контроля частоты, существуют уже давно, и к настоящему времени разработано большое количество различных устройств, которые отличаются по характеристикам, в том числе и по надежности. В настоящей статье приведено сравнение показателей надежности разных вариантов реле частоты, рассчитанных по показателям надежности их элементов.

Расчет надежности различных конструкций реле частоты

В [2] приведено описание двухступенчатой защиты минимального напряжения, содержа-

щей блок минимальной частоты, а также блок контроля направления мощности, логический блок, два блока контроля минимального напряжения, таймеры и исполнительные блоки.

На рис. 1 изображена структурная схема реле частоты РЧ-1, используемого в данном устройстве. К входу разделительного трансформатора 1 подключено напряжение сети U_c , к выходу – фильтр высших гармоник 2. От фильтра сигнал подается на два частотно-измерительных элемента – 3 и 6 – и на активный дроссель 8. Цепь с элементом 3, состоящая из формирователя импульсов 4 и логического элемента 5, задает уставку частоты срабатывания реле, цепь с элементом 6 – уставку частоты возврата, если реле используется в автоматической частотной разгрузке с автоматическим повторным включением по частоте. Данная цепь может подключаться или отключаться при необходимости при помощи ключа 7. На выходе активного дросселя 8 формируется опорное напряжение U_2 . Относительно него измеряются фазные сдвиги токов цепи срабатывания и цепи возврата, которые зависят от частоты сети. Далее, сигнал в этой цепи поступает на формирователь импульсов 2, затем на дифференцирующий элемент 10.

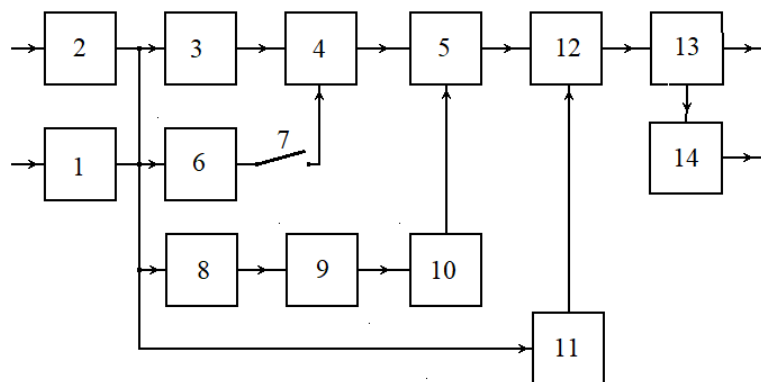


Рис. 1. Структурная схема реле частоты РЧ-1

От логического элемента 5 сигнал поступает на расширитель импульсов 12, на который также поступает сигнал от пускового органа. Далее сигнал передается на усилитель 13, с которого – на исполнительный орган 14.

При изменении частоты напряжения на входе разделительного трансформатора изменяется сдвиг фаз между токами в цепях срабатывания и возврата. Принцип действия данного реле основан на этом явлении резонанса. При уставке срабатывания в реле возникает резонанс напряжений в двух цепях. Сопротивление

цепей становится активным, ток совпадает по фазе с приложенным напряжением. Если частота напряжения сети выше уставки реле, то преобладающим станет индуктивное сопротивление, в обратном случае преобладающим станет емкостное сопротивление. Срабатывание реле происходит, если ток в измерительной цепи совпадает с приложенным напряжением или опережает его. Формирователи импульсов преобразуют входящий синусоидальный сигнал в сигнал прямоугольной формы. Дифференцирующий элемент формирует короткий импульс U_0 ,

который вместе с импульсом с формирователя импульсов в цепи срабатывания поступает на логический элемент, который выполняет функцию схемы несовпадения. При отсутствии на входе этой схемы в цепи срабатывания на его выходе появляется сигнал U_0 , поступающий на расширитель импульсов. В данном случае срабатывание не происходит. При отсутствии импульсов на входе логического элемента на его выходе формируется сигнал постоянного тока, который через усилитель вызывает срабатывание исполнительного органа.

Для анализа надежности было использовано дерево отказа. Дерево отказов – это визуальная и аналитическая методология, используемая для систематического выявления потенциальных причин отказов в сложных системах или процессах. Этот метод применяется в таких сферах, как инженерия, безопасность, управление рисками и надежность. Дерево отказов представляет собой иерархическую структуру,

где верхнее событие (например, отказ системы) оказывается на вершине дерева, а его возможные причины располагаются ниже, начиная от наиболее общих до конкретных. Дерево отказов позволяет выявить, какие именно факторы могут влиять на надежность и безопасность системы.

Дерево отказов не является моделью всех возможных системных сбоев или всех возможных причин системного сбоя. Дерево отказов разработано для своего основного события, которое соответствует некоторому виду конкретного системного сбоя. И, следовательно, дерево отказов включает только те отказы, которые способствуют основному событию, то есть наиболее достоверные отказы, оцененные аналитиком. Эти отказы связаны с основным событием через логические элементы [3].

Построим дерево отказов для схемы реле РЧ-1, для построения и расчета использовалась схема из [4]:

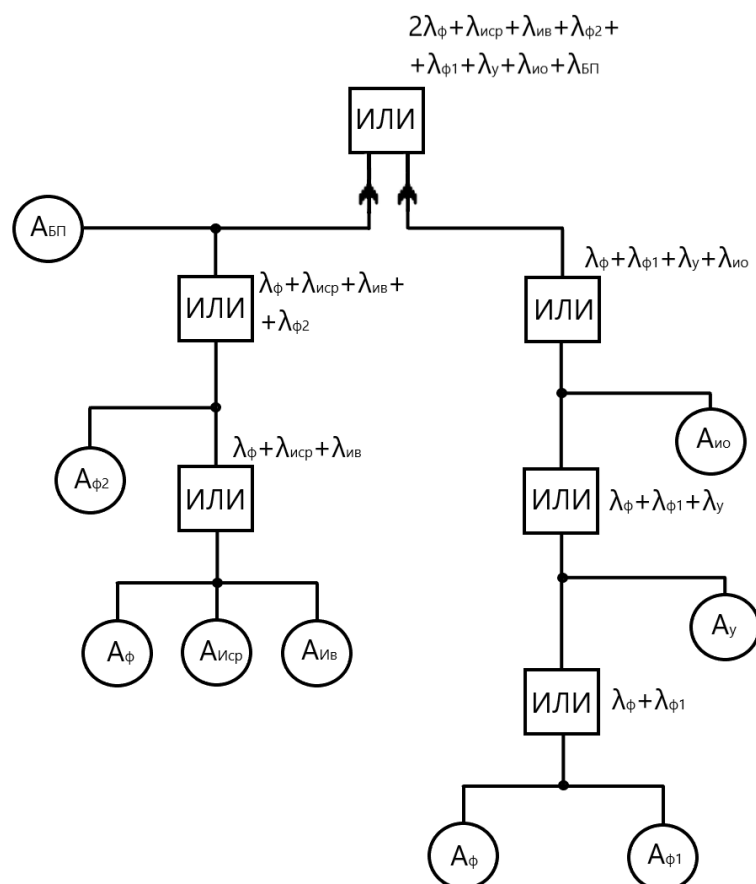


Рис. 2. Дерево отказов для реле частоты РЧ-1

В данном дереве отказов A_i – отказ i -го элемента, ИЛИ – логические элементы. При расчете значения вероятностей отказов на

входах элемента ИЛИ складываются.

По представленному выше дереву отказов рассчитывается интенсивность отказов реле

РЧ-1 при температуре окружающей среды 20 °С, коэффициенте нагрузки $k_n = 1$, время работы берется 1 год ($t = 8760$ ч).

$$\lambda_c = \sum n_i \lambda_i \quad (1)$$

Вероятность безотказной работы:

$$P = e^{-\lambda_c \cdot t} \quad (2)$$

Средняя наработка на отказ:

$$T_{cp} = 1/\lambda_c \quad (3)$$

Все расчеты сводятся в табл. 1.

Таблица 1

Расчет надежности двухступенчатой защиты минимального напряжения с блоком минимальной частоты

№ п/п	Наименование элемента	Интенсивность отказов элемента – λ_i , 1/ч	Кол-во элементов – n , шт.	Интенсивность отказов всех элементов, 1/ч
1	Фильтр низких частот	$0,31 \cdot 10^{-6}$	2	$0,62 \cdot 10^{-6}$
2	Измерительная цепь срабатывания	$0,72 \cdot 10^{-6}$	1	$0,72 \cdot 10^{-6}$
3	Измерительная цепь возврата	$0,52 \cdot 10^{-6}$	1	$0,52 \cdot 10^{-6}$
4	Формирователь импульсов Φ_1	$1,83 \cdot 10^{-6}$	1	$1,83 \cdot 10^{-6}$
5	Формирователь импульсов Φ_2	$0,93 \cdot 10^{-6}$	1	$0,93 \cdot 10^{-6}$
6	Фоточувствительный элемент	$0,99 \cdot 10^{-6}$	1	$0,99 \cdot 10^{-6}$
7	Усилитель	$2,71 \cdot 10^{-6}$	1	$2,71 \cdot 10^{-6}$
8	Исполнительный орган	$0,59 \cdot 10^{-6}$	1	$0,59 \cdot 10^{-6}$
9	Блок питания	$1,07 \cdot 10^{-6}$	1	$1,07 \cdot 10^{-6}$
Интенсивность отказов системы, 1/ч				$9,98 \cdot 10^{-6}$
Вероятность безотказной работы				0,916
Средняя наработка на отказ, ч				100200

В 1977 году было разработано реле частоты, которое содержит формирователь импульсов, преобразующий синусоидальную форму в прямоугольный импульс [5]. Погрешность преоб-

разования зависит от амплитуды гармонического сигнала. Структурная схема данного устройства изображена на рис. 3:

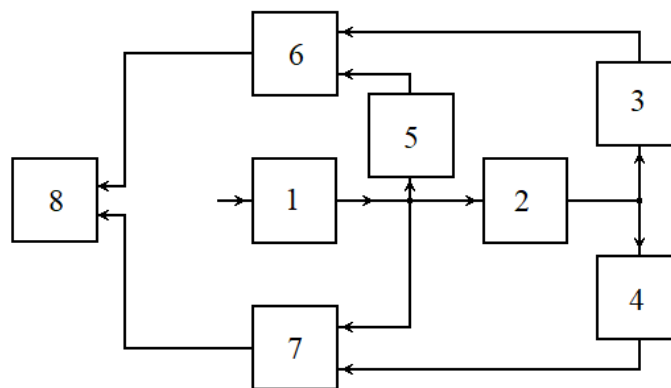


Рис. 3. Структурная схема реле частоты с формирователем прямоугольных импульсов:

1 – формирователь импульсов, 2 – мультивибратор, 3 и 4 – дифференциальные цепочки, состоящие из последовательно соединенных резистивного и емкостного элементов, 5 – инвертор, 6 и 7 – ключи, 8 – триггер

Расчет показателей надежности выполнен, как и для предыдущей конструкции, и результат приведен в табл. 2.

Авторами настоящей статьи предлагается создание адаптивного реле частоты, содержащего усилитель с автоматической стабилизаци-

ей амплитуды гармонического сигнала и микропроцессором. Предполагается, что в связи с более простой конструкцией и высокой точностью данного усилителя данное реле будет превосходить предыдущие по расчетным пока-

зателям надежности. Структурная схема реле приведена на рис. 4.

Расчет показателей надежности выполнен, как и для предыдущей конструкции, и результат приведен в табл. 3.

Таблица 2

Расчет надежности реле частоты, содержащего формирователь прямоугольных импульсов

№ п/п	Наименование элемента	Интенсивность отказов элемента – λ_i , 1/ч	Кол-во элементов – n , шт.	Интенсивность отказов всех элементов – $\sum \lambda_i$, 1/ч
1	Формирователь импульсов	$1,0 \cdot 10^{-6}$	1	$1,0 \cdot 10^{-6}$
2	Мультивибратор	$1,0 \cdot 10^{-6}$	1	$97,54 \cdot 10^{-6}$
3	Резистивный элемент	$0,05 \cdot 10^{-6}$	2	$0,1 \cdot 10^{-6}$
4	Емкостной элемент	$0,11 \cdot 10^{-6}$	2	$0,22 \cdot 10^{-6}$
5	Инвертор	$1,7 \cdot 10^{-6}$	1	$1,7 \cdot 10^{-6}$
6	Ключ	$0,1 \cdot 10^{-6}$	2	$0,2 \cdot 10^{-6}$
7	Триггер	$11,2 \cdot 10^{-6}$	1	$11,2 \cdot 10^{-6}$
Интенсивность отказов системы, 1/ч				$15,42 \cdot 10^{-6}$
Вероятность безотказной работы				0,874
Средняя наработка на отказ, год				68851

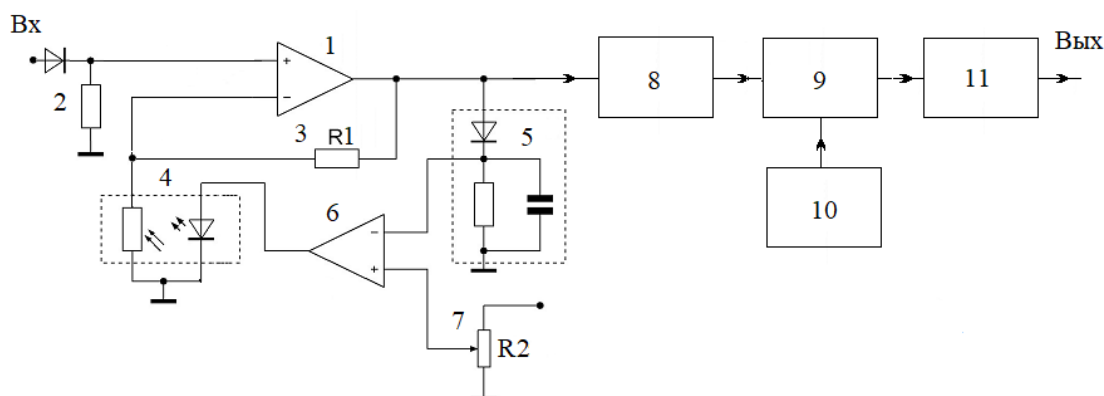


Рис. 4. Структурная схема микропроцессорного реле:

1 – усилитель, 2 – однополупериодный выпрямитель, 3 – резистор, 4 – управляемое сопротивление, 5 – пик-детектор, 6 – элемент сравнения, 7 – задающее устройство, 8 – формирователь импульсов, 9 – ключ, 10 – генератор тактовых импульсов, 11 – счетчик импульсов, который выполнен на базе микропроцессора

Таблица 3

Расчет надежности микропроцессорного реле частоты

№ п/п	Наименование элемента	Интенсивность отказов элемента – λ_i , 1/ч	Кол-во элементов – n , шт.	Интенсивность отказов всех элементов – $\sum \lambda_i$, 1/ч
1	Формирователь импульсов	$1,0 \cdot 10^{-6}$	1	$1,0 \cdot 10^{-6}$
2	Операционный усилитель	$1,0 \cdot 10^{-6}$	2	$2,0 \cdot 10^{-6}$
3	Резистивный элемент	$0,05 \cdot 10^{-6}$	5	$0,25 \cdot 10^{-6}$
4	Емкостной элемент	$0,11 \cdot 10^{-6}$	1	$0,11 \cdot 10^{-6}$
5	Диод	$0,2 \cdot 10^{-6}$	3	$0,6 \cdot 10^{-6}$
6	Ключ	$0,1 \cdot 10^{-6}$	1	$0,1 \cdot 10^{-6}$
7	Генератор тактовых импульсов	$1,0 \cdot 10^{-6}$	1	$1,0 \cdot 10^{-6}$
8	Счетчик импульсов	$1,0 \cdot 10^{-6}$	1	$1,0 \cdot 10^{-6}$
Интенсивность отказов системы, 1/ч				$6,06 \cdot 10^{-6}$
Вероятность безотказной работы				0,948
Средняя наработка на отказ, ч				165017

Сравнение показателей надежности разных вариантов реле частоты производится в табл. 4.

Таблица 4

Сравнение рассчитанных параметров

Показатели надежности	Реле РЧ-1	Реле с формирователем прямоугольных импульсов	Микропроцессорное реле
Интенсивность отказов системы, 1/ч	$9,98 \cdot 10^{-6}$	$15,42 \cdot 10^{-6}$	$6,06 \cdot 10^{-6}$
Вероятность безотказной работы	0,916	0,874	0,948
Средняя наработка на отказ, ч	100200	68851	165017

Выводы

В данной статье приведены результаты сравнительного анализа надежности различных конструкций реле частоты по справочным данным показателей надежности элементов реле. По результатам расчета определены показатели реле – вероятности безотказной работы и средней наработки на отказ.

На основании произведенных выше расчетов можно сделать вывод о том, что переход в устройстве от отдельных элементов к интегральным повышает надежность функционирования реле. Кроме того, учет отрицательного влияния технологии сборки устройств из отдельных элементов позволяет еще более увеличить разрыв в показателях надежности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Елфимова, О. И. Влияние использования дистанционных видов релейной защиты на надежность систем электроснабжения потребителей / О. И. Елфимова, П. Д. Кутейников // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 2(47). – С. 31–35. – DOI 10.35211/2500-0586-2024-2-47-31-35. – EDN LMWHIW.
2. Шабад, М. А. Релейная защита на электроподстанциях, питающих синхронные электродвигатели / М. А. Шабад. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 64 с. (Библиотека электромонтера, вып. 565).
3. Диллон, Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем / Б. Диллон, Ч. Сингх ; пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 318 с.
4. Хомяков, М. Н. Реле частоты РЧ-1 / М. Н. Хомяков. – М.: Энергоиздат, 1982. – 64 с.
5. Патент СССР, № 547866, МПК H01H47/28, 1977.

УДК 623.592

DOI: 10.35211/2500-0585-2025-1-50-45-49

А. В. Сомов, А. И. Неведьев

ЦИФРОВАЯ СИСТЕМА МОНИТОРИНГА ФИЗИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Волгоградский государственный технический университет

direktor7033@mail.ru, nefediev@mail.ru

Автор, ответственный за переписку:

Александр Викторович Сомов, direktor7033@mail.ru

В статье приводятся результаты разработки цифровой системы мониторинга физических нагрузок для контроля состояния пациента в процессе реабилитации. Приведены структурная схема цифровой системы, алгоритмы работы узлов цифровой системы и компьютерного приложения врача. Дано описание работы цифровой системы мониторинга физических нагрузок. Показано, что использование цифровой системы мониторинга физических нагрузок состояния пациента может повысить эффективность процесса реабилитации.

Ключевые слова: велотренажер, пациент, алгоритм, индикатор, реабилитация

A. V. Somov, A. I. Nefed'ev

DIGITAL PHYSICAL ACTIVITY MONITORING SYSTEM

Volgograd State Technical University

The article presents the results of the development of a digital system for monitoring physical activity to control the patient's condition during rehabilitation. The structural diagram of the digital system, the algorithms of the digital system nodes and the doctor's computer application are presented. A description of the operation of the digital system for monitoring physical activity is given. It is shown that the use of a digital system for monitoring physical activity of the patient's condition can increase the efficiency of the rehabilitation process.

Key words: exercise bike, patient, algorithm, indicator, rehabilitation process

- разработать цифровую систему мониторинга физических нагрузок для реабилитационного процесса;

- разработать приложение для контроля полученных данных.

Структура разработанной цифровой системы мониторинга физических нагрузок, обеспечивающей сбор и обработку информации для различных уровней нагрузки, представлена на рис. 1.

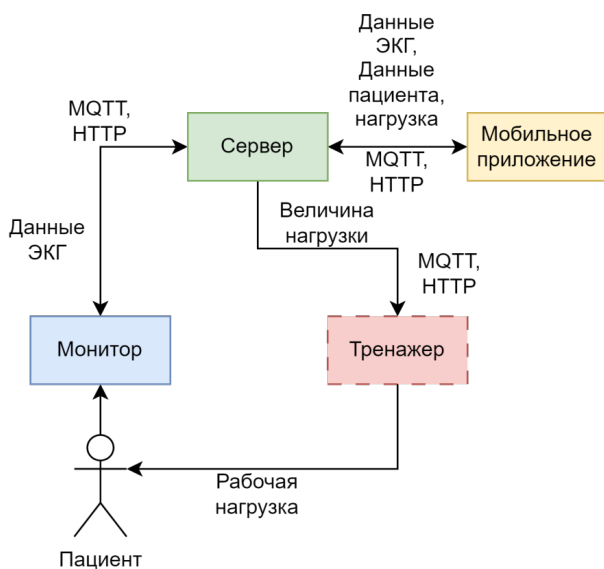


Рис. 2. Алгоритм работы цифровой системы мониторинга физических нагрузок

Алгоритм работы цифровой системы мониторинга физических нагрузок представлен на рис. 2. Цифровая система мониторинга физических нагрузок включает в себя пациента, монитор получаемой информации, сервер, мобильное приложение и управляемый тренажер.

Разработанный алгоритм приема и передачи данных для цифровой системы мониторинга физических нагрузок показан на рис. 3.

Структурная схема монитора представлена на рис. 4.

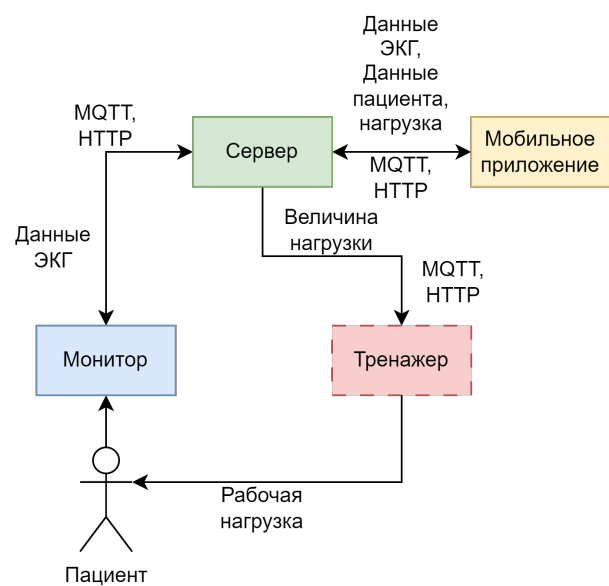


Рис. 3. Алгоритм приема и передачи данных

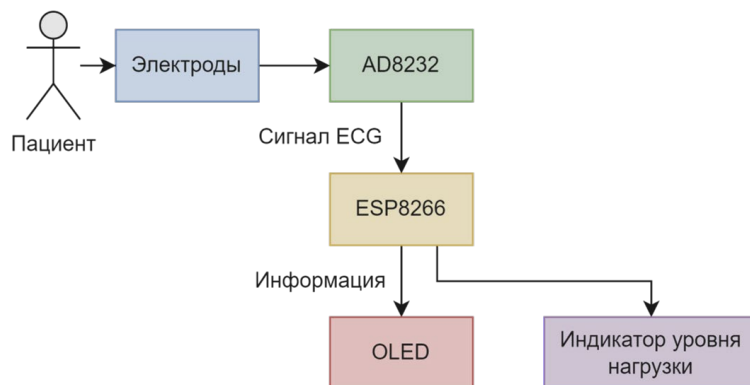


Рис. 4. Структурная схема монитора

В качестве информационного табло монитора велокардиотренажера применен алфавитно-цифровой ЖК модуль [4–6] типа *WH1604A-NGG-CT* фирмы *WINSTAR*. На табло выводится информация: 1 строка – возрастная группа, вторая строка – пол, 3 строка – нагрузка, и 4 стро-

ка – пульс пациента. При тренировке пациент следит за пульсом при рекомендованной нагрузке.

Плата монитора с микроконтроллером *STM32F407VGT6* и ЖК-дисплеем показана на рис. 5.

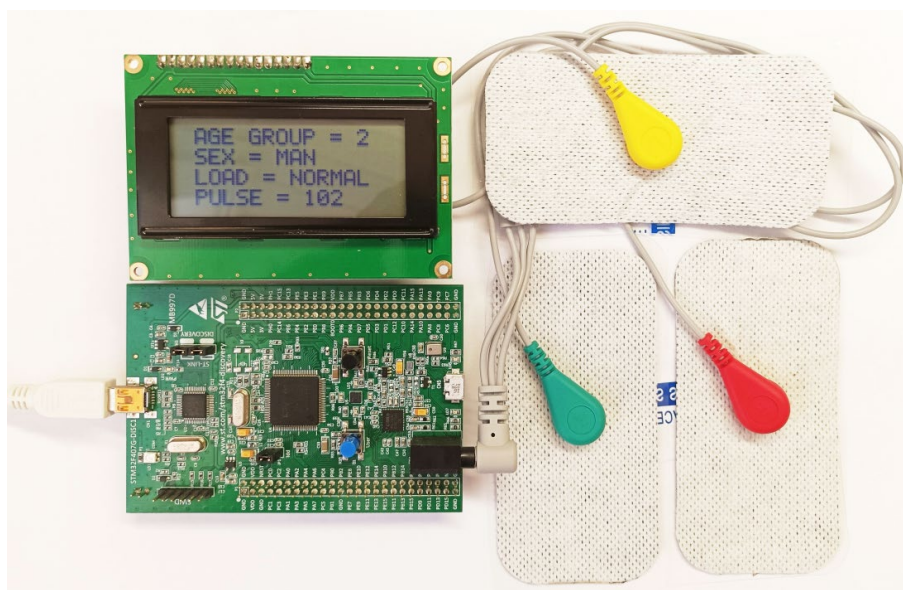


Рис. 5. Монитор на базе микроконтроллера STM32F407VGT6 с ЖК-дисплеем

Приложение врача предназначено для дистанционного анализа сигналов, приходящих с сервера на компьютер лечащего врача, таких как архивы данных, файлы личных данных пациента, находящегося на ЛФК, и его диагностической карты [7].

Структурная схема приложения врача пока-

зана на рис. 6. При необходимости врач имеет возможность детально разобраться в любом фрагменте ЭКГ. Полученный сигнал имеет вид контурного анализа ЭКГ, при этом врач имеет возможность рассмотреть и сравнить у себя на мониторе необходимые диаграммы на экране компьютера одновременно.

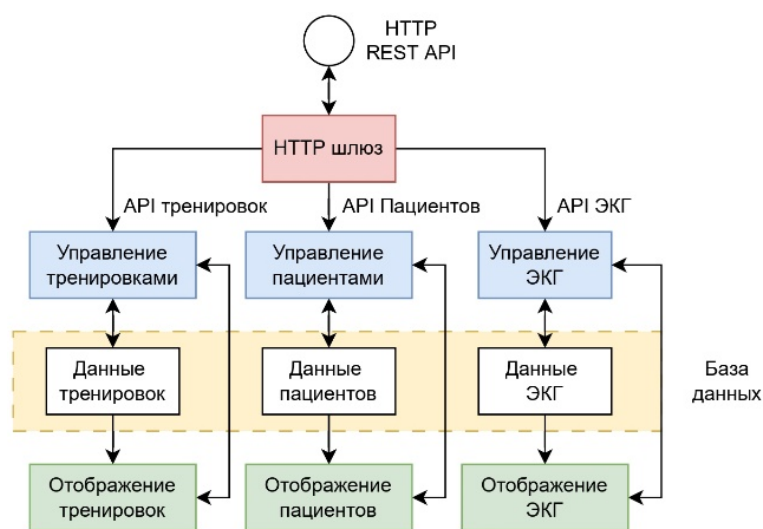


Рис. 6. Структурная схема приложения врача

Приложение врача состоит из трех уровней. Первый уровень – это обработка запросов с сервера и отправка запросов на сервер (через шлюз, по протоколу HTTP), а также управление данными в приложении (синхронизация изменений с данными на сервере). Второй уровень – уровень данных, где хранятся локальные дан-

ные, загруженные с сервера. Третий уровень – интерфейс пользователя, где происходит вывод данных и обработка действий пользователя.

В приложении предусмотрена возможность быстро увеличить любой фрагмент ЭКГ, а также измерить любые интервалы и амплитуды сигналов. Автоматическое распознавание экст-

расистол и создание групп кардиоциклов одинаковой формы позволяет врачу перейти к интерфейсу «Заключение».

В программном компоненте «личные данные» также происходит разделение в два направления: уровни реабилитации и команда на уменьшение или увеличение нагрузки на кардиотренажер. Отдельно можно выделить команду на уменьшение или увеличение нагрузки на кардиотренажере или же визуальном контроле через сигналы на мониторе «Холтера»: низкая, адекватная и высокая. Контроль и анализ врачом ведется через автоматическое сохранение в электронной картотеке и записями пульса и ЭКГ

На мониторе лечащего врача предусмотрена возможность анализировать записи ЭКГ, представлять записи в отдельном окне. Также предусмотрена опция цифрового мониторингирования аномалий при сборе данных исследований.

В интерфейсе «Пациент» имеется доступ исключительно к собственным данным и личным показателям ЭКГ.

В интерфейсе «Доктор» имеется возможность просматривать и управлять нагрузкой на кардиотренажере и показателям ЭКГ пациентов, которые проходят реабилитацию под непосредственным контролем и наблюдением лечащего врача.

Выводы

Использование разработанной системы позволяет детально отследить изменения сердечбиения по имеющимся индикаторам и контролировать максимальную нагрузку в процессе

реабилитации, а также эффективно использовать приложение для компьютера в реабилитационных циклах, используя накопленную информацию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Федулова, Д. В. Физическая реабилитация спортсменов после травмы передней крестообразной связки и мениска коленного сустава с применением баланс-тренинга; под ред. Белокрылова Н. М. / Д. В. Федулова, К. А. Бердюгин. – Екатеринбург: ООО «Типография Для Вас», 2022. – 124 с.
2. Ешпанова, Г. Т. Использование тренажеров в лечебной физической культуре для реабилитации спортсменов / Г. Т. Ешпанова // Молодой ученый. – 2017. – № 6 (140). – С. 213–217.
3. Туманова, Н. Ф. Практические рекомендации по использованию средств для восстановления работоспособности спортсменов на различных этапах соревновательной деятельности / Н. Ф. Туманова, А. Е. Шестопалов, А. В. Жолинский, В. С. Фещенко, Е. И. Разумец // Лечебная физкультура и спортивная медицина. – 2018. – № 3 (147). – С. 28–37.
4. Han, Y. Design of Data Transfer Module Based on STM32 in Monitoring System of Cold Chain Transportation / Y. Han, L. Meng // Fifth International Conference on Instrumentation and Measurement, Computer, Communication and Control. – 2015. – P. 78–81.
5. WH1604A-NGG-CT. – Режим доступа: URL: <https://www.platan.ru/cgi-bin/qwery.pl/id=2010007313> (дата обращения: 08.02.2025 г.).
6. Сомов, А. В. Велотренажер с контролем состояния для реабилитации после травм / А. В. Сомов, А. И. Нефедьев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2024. – № 2. – С. 49–52.
7. Коптелова, И. А. Анализ эксплуатационных характеристик датчиков Холтера для разработки системы управления физическими нагрузками / И. А. Коптелова, А. В. Сомов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2023. – № 2 (43). – С. 21–23.

УДК 537.523, 614.8, 621.9.044
DOI: 10.35211/2500-0585-2025-1-50-49-53

А. Л. Суркаев

УДАРНАЯ ВОЛНА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ВЗРЫВА ПЛОСКОЙ ФОЛЬГИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ РАЗРЯДНОЙ КАМЕРЕ С ВОЗДУШНОЙ СРЕДОЙ

Волгоградский государственный технический университет
alsurkaev@mail.ru

В настоящей работе представлены результаты экспериментальных исследований ударной волны (УВ), генерируемой электрическим взрывом плоской кольцевой фольги (ЭВПКФ) в цилиндрической разрядной камере (РК) с воздушной средой. Взрывающаяся кольцевая фольга формирует ударную волну плоского волнового фронта аксиальной направленности. Диагностика импульса давления ударной волны осуществлялась посредством волноводного пьезоэлектрического преобразователя давления (ВПД). Падающая ударная волна аксиальной направленности при взаимодействии с плоской стенкой и телом вращения – конусом трансформировалась в волну радиальной направленности.

Ключевые слова: ударная волна, электрический взрыв проводников, волноводный пьезоэлектрический преобразователь давления

A. L. Surkaev

SHOCK WAVE OF ELECTRIC EXPLOSION OF FLAT FOIL
IN CYLINDRICAL DISCHARGE CHAMBER WITH AIR ENVIRONMENT

Volgograd State Technical University

This paper presents the results of experimental studies of the shock wave (SW) generated by the electric explosion of a flat ring foil (EEFAF) in a cylindrical discharge chamber (DC) with an air medium. The exploding ring foil forms a shock wave of a plane wave front of axial direction. Diagnostics of the shock wave pressure pulse was carried out using a waveguide piezoelectric pressure transducer (WPPT). The incident shock wave of axial direction was transformed into a wave of radial direction when interacting with a flat wall and a body of revolution - a cone.

Keywords: shock wave, electrical explosion of conductors, waveguide piezoelectric pressure transducer

Введение

Ударные волны – уникальное явление. Они находят широкое применение в современном мире и требуют проведения дальнейших фундаментальных исследований, что является актуальной задачей. Широкий спектр различных методов и приборов исследования [1; 2] разрабатываются и применяются для этих целей. Применение электровзрывных систем с многоволновой ударной конфигурацией [3; 4] позволяет создать ударные волны высоких и сверхвысоких давлений. Электроразрядный генератор сходящихся ударных волн – тришокер [5] формирует направленные плоские ударные волны большой интенсивности. В работе [6] проведены экспериментальные исследования и представлены расчеты параметров прямой, отраженной и уходящей ударных волн при взрывах на открытом и закрытом концах труб различной длины и диаметра. Генерация направленных ударных волн высокой интенсивности, а также ударно-волнового воздействия их на рассматриваемый объект, является актуальной и важной проблемой. Один из перспективных и широко применяемых в исследованиях быстротекущих процессов базируется на использовании прямого пьезоэлектрического эффекта [7]. Так, в частности, различного рода преобразователи, созданные на основе природных материалов (кварц, турмалин, ниобат лития и др.), искусственных и специально поляризуе-

мых в электрическом поле пьезоэлектрических материалов (пьезокерамика типа титаната бария, титаната свинца, цирконата свинца и др.).

Целью работы является исследование параметров ударной волны электрического взрыва металлического проводника, представляющего собой плоскую кольцевую фольгу, в цилиндрическом пространстве с воздухом при взаимодействии ее с преградой.

Блок-схема экспериментальной установки
и методика исследований

Составной частью информационно-измерительной системы (ИИС) является экспериментальная установка, блок-схема которой представлена на рис. 1. Взрывающийся проводник в виде плоской кольцевой фольги (ЭВПКФ) располагается посредством электродной системы на торце разрядной камеры (РК) с воздушной средой. Электрический взрыв плоской кольцевой фольги генерирует в пространстве ударную волну плоского волнового фронта, распространяющуюся в аксиальном направлении. Основные элементы информационно-измерительной системы (ИИС) для проведения экспериментальных исследований параметров ударных волн являются традиционными [8; 9]. Для возбуждения ударных волн плоской геометрии и для создания ударной волны направленного действия используются, в частности, трубные элементы.

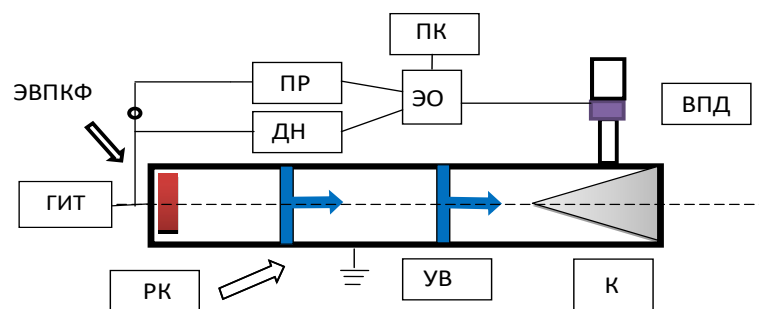


Рис. 1. Блок-схема экспериментальной установки для исследования ударных волн, генерируемых электрическим взрывом плоской кольцевой фольги (ЭВПКФ) в цилиндрической разрядной камере с воздушной средой: разрядная камера – РК; фронт ударной волны – УВ; генератор импульсных токов – ГИТ; пояс Роговского – ПР; делитель напряжения – ДН; тело вращения в виде конуса – К; электронный осциллограф – ЭО; персональный компьютер – ПК; волноводный преобразователь давления – ВПД

Энергетический накопитель представляет собой генератор импульсных токов (ГИТ) конденсаторного типа. Максимальное зарядное напряжение генератора импульсных токов $U_0 = 3 \text{ кВ}$, электрическая емкость $C = 2200 \text{ мкФ}$, запасаемая энергия $W = 10 \text{ кДж}$, период разряда короткого замыкания $T \approx 800 \text{ мкс}$, скорость нарастания тока $dI/dt \approx 0.25 \text{ А/нс}$. Разрядный ток и напряжение электрического взрыва фиксируются поясом Роговского (ПР) и делителем напряжения (ДН), сигналы которых регистрируются цифровым запоминающим двухканальным электронным осциллографом (ЭО). В экспериментах использован двухканальный запоминающий цифровой осциллограф марки GWINSTEK GDS-810S, имеющий оперативную связь с персон-

альным компьютером (ПК). Разрядная камера выполнена в виде толстостенной металлической трубы, на одном торце которой установлена взрывающаяся плоская кольцевая фольга (ЭВПКФ), на другом – волноводный пьезоэлектрический преобразователь давления (ВПД), зафиксированный на боковой поверхности разрядной камеры. На поверхности торцевой стенки разрядной камеры размещено (рис. 2) тело вращения в виде конус (К), благодаря которому осуществляется трансформация профиля ударной волны. Анализ осциллограмм сигналов, получаемых с пояса Роговского (трансформатора тока) и делителя напряжения (рис. 3), а также волноводного пьезоэлектрического преобразователя давления [10], позволяет получать пространственно-временные параметры ударных волн.

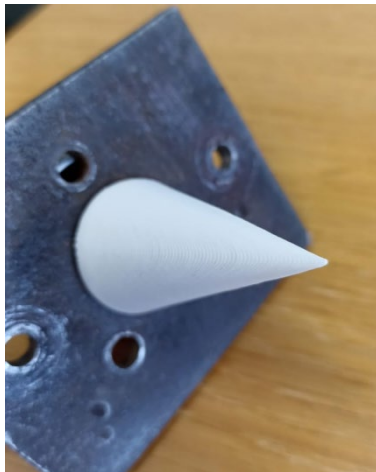


Рис. 2. Конус, выполненный из механически прочного диэлектрического материала

Результаты экспериментальных исследований

Падающая на стенку ударная волна претерпевает отражение от ее поверхности. При взаимодействии ударной волны с плоской торцевой стенкой разрядной камеры происходит не только отражение, но и изменение волнового фронта и перераспределение направления ударно-волнового воздействия. Кроме отраженной ударной волны, распространяющейся в аксиальном направлении в обратную сторону, возникает трансформированная ударная волна (рис. 4) радиальной направленности. Волноводный преобразователь давления установлен на боковой поверхности цилиндрической разрядной камеры, в непосредственной близости у торцевой стенки. Наличие трансформированной ударной волны, распространяющейся в ра-

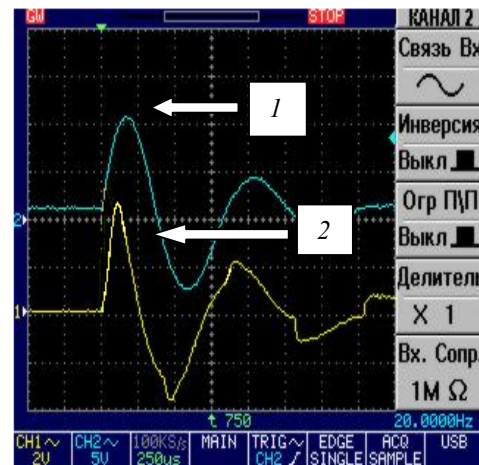


Рис. 3. Характерные осциллограммы разрядного тока – 1 и напряжения – 2 на взрывающейся фольге

диальном направлении и оказывающей ударно-волновое воздействие на объект, реализовано в [11]. Анализ осциллограмм позволяет оценить значение скорости распространения волнового фронта ударной волны $D \approx (500 \div 800) \text{ м/с}$, а также импульса давления падающей и трансформированной ударной волны $P_{пад} \approx 1,6 \cdot 10^8 \text{ Па}$, $P_{тр} \approx 0,35 \cdot 10^8 \text{ Па}$ радиальной направленности. Осциллограммы давления радиальной направленности показывают увеличение времени импульса по отношению к падающей ударной волне от $\Delta\tau_{пад} \approx 15 \cdot 10^{-6} \text{ с}$ до $\Delta\tau_{тр} \approx 60 \cdot 10^{-6} \text{ с}$, которое, очевидно, связано с тем, что трансформированная ударная волна радиальной направленности распространяется по возбужденной среде, отраженной от стенки ударной волны.

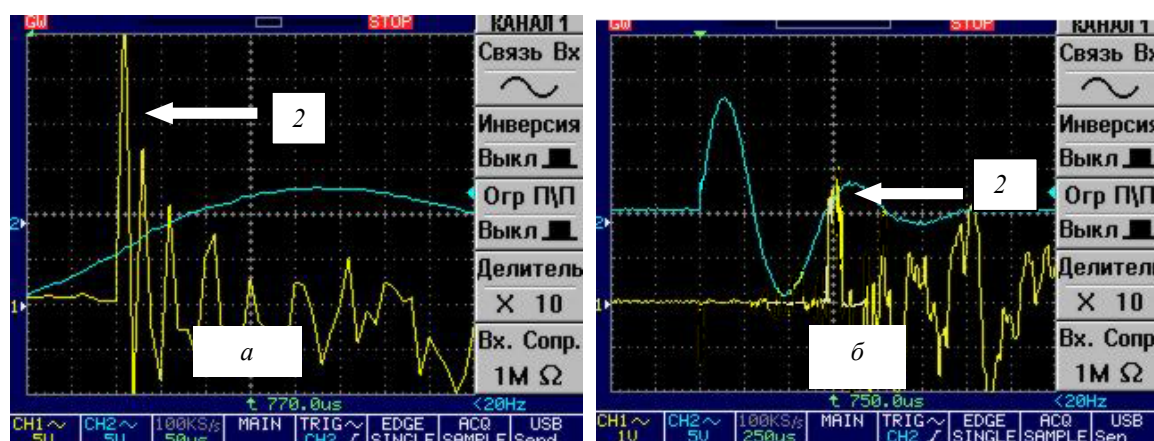


Рис. 4. Импульс давления падающей ударной волны (а) на стенку аксиальной направленности и импульс давления трансформированной ударной волны (б) радиальной направленности

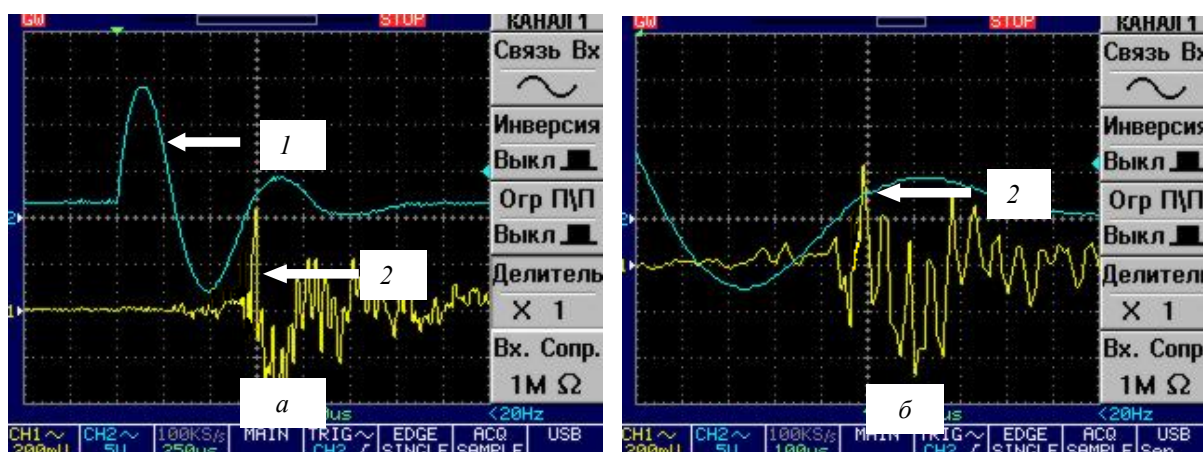


Рис. 5. Характерные осциллограммы импульса давления трансформированной ударной волны: а – импульс давления конус К1; б – импульс давления конус К2

Следующим шагом в проведении экспериментов являлось исследование взаимодействия ударных волн с телом вращения – конусом в замкнутом цилиндрическом пространстве. В экспериментах применялся ряд образцов с геометрическими размерами: диаметр $d = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, длина $\ell = (20 \div 100) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Характерные осциллограммы импульса давления показаны на рис. 5, а и б, где конус К1 выполнен длиной $\ell = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, конус К2 $\ell = 100 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Амплитудное значение импульса давления трансформированной ударной волны радиальной направленности составляет $P_{Tr} \approx 0,12 \div 0,47 \cdot 10^8 \text{ Па}$. Наличие конуса на пути распространения аксиальной ударной волны предопределяет перераспределение энергетических и динамических параметров падающей

волны. Ширина импульса давления составляет $\Delta\tau_{Tr} \approx 60 \cdot 10^{-6} \text{ с}$ и большее время, при этом, амплитудное значение давления практически подвержено малому изменению, что обусловлено, очевидно, геометрическими размерами трубы и используемых конусов.

При этом следует отметить, что на выходе среза разрядной камеры (РК) (рис. 6) ширина импульса давления составила $\Delta\tau_{Пао} \approx 20 \cdot 10^{-6} \text{ с}$ и амплитудное значение давления аналогично падающей ударной волны аксиальной направленности. Наличие дополнительных пиков на осциллограммах объясняется существованием отраженных ударных волн от внутренней поверхности разрядной камеры, а также паразитного влияния колебаний самой разрядной камеры при электрическом взрыве.

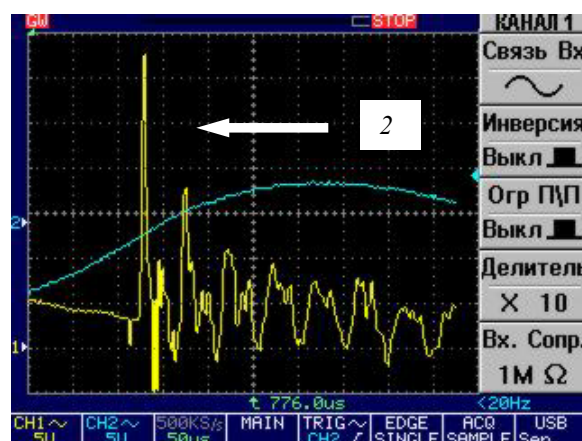


Рис. 6. Импульс давления – 2 ударной волны на выходе разрядной камеры

Заключение

Таким образом, в работе показана разработанная экспериментальная установка, являющаяся составным функциональным элементом информационно-измерительной системы, предназначенной для исследования пространственно-временных параметров ударных волн электрического взрыва проводников и представлены результаты экспериментальных исследований импульса давления падающей и трансформированной ударной волны. Произведена оценка давления ударной волны, взаимодействующей с телом вращения – конусом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Альтшулер, Л. В. Применение ударных волн в физике высоких давлений / Л. В. Альтшулер // УФН. – 1965. – Т. 85. – Вып. 2. – С. 35–72.
2. QIN, Peng GAO, Shuai YUAN, Ning-yu ZHANG, Liren HAN / A novel technology of high-voltage pulse discharge for comminution of galena ore Yong-hong DOI: 10.1016/S1003-6326(21)65668-6 1003-6326/© 2021 The Nonferrous Metals Society of China. Published by Elsevier Ltd & Science Press/ Yong-hong QIN, et al/Trans. Nonferrous Met. Soc. China 31(2021) 2479–2492.
3. Афиногенов, Е. П. Направленные ударные волны электрических взрывов Часть I / Е. П. Афиногенов, В. С. Комельков, А. П. Кузнецов, П. П. Малюшевский // Электронная обработка материалов. – 2003. – № 4. – С. 20–27.
4. Афиногенов, Е. П. Направленные ударные волны электрических взрывов Часть II / Е. П. Афиногенов, В. С. Ко-

мельков, А. П. Кузнецов, П. П. Малюшевский // Электронная обработка материалов. – 2003. – № 5. – С. 76–79.

5. Корытченко, К. В. Метод получения волн большой интенсивности электрическим разрядом в газах ЖТФ / К. В. Корытченко, Ю. Я. Волколупов, М. А. Красногоровец, М. А. Острижной, В. И. Чумаков. – 2002. – Т. 72. – Вып. 11. – С. 117–118.

6. Khristoforov B. Investigation of Shock Wave Parameters at Explosives Blasts in the Tubes with Air /Universal Journal of Engineering Science 1(2): 28-33, 2013 <http://www.hrpub.org> DOI: 10.13189/ujes.2013.010202.

7. Голуб, В. В. Пьезокерамические датчики для измерения быстроменяющихся и пульсирующих давлений / В. В. Голуб, Ю. В. Жилин, Н. А. Марчук // Приборы и техника эксперимента, 2018. – Т. 4. – С. 132–139. DOI: 10.1134/S0032816218040055

8. Суркаев, А. Л. Элементы физики электрического взрыва проводников в газообразных и конденсированных средах / А. Л. Суркаев, М. М. Кумыш, В. И. Усачев, Д. А. Канцдалов, С. И. Благинин. – Волгоград: изд. ВолгГТУ, 2021. – 204 с.

9. Харлов, А. В. Установки для электроразрядных технологий и их технического применения (обзор) / А. В. Харлов // Приборы и техника эксперимента. – 2022. – № 1. – С. 14–43.

10. Волноводный датчик импульсных давлений ПМ МПК G01L 23/10 (2006.01) № RU 204491 U1 / Суркаев А. Л., Канцдалов Д. А., Усачев В. И., Суркаев В. А. / ВолгГТУ, Волгоград. Заяв.: 2021103134, 10.02.2021, Опубл.: 27.05.2021 г., Бюл. № 36.

11. Пат. № 2378074 С1 РФ. МПК B21D26/10 B21D39/04 Электрогидроимпульсный способ запрессовки труб в труднодоступных местах / Суркаев А. Л., Суркаев В. А., Кумыш М. М. ВолгГТУ, Волгоград. Заяв.: 2008116021/02, 22.04.2008, Опубл.: 10.01.2010 г., Бюл. № 1.

ТРАНСПОРТ

УДК 656.016

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-54-60

М. В. Великанова, А. В. Попов, Г. А. Чернова, В. Е. Костин

РАЗВИТИЕ ИНФРАСТРУКТУРЫ ЗАРЯДНЫХ СТАНЦИЙ ДЛЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ В ВОЛГОГРАДСКОЙ ОБЛАСТИ

Волжский политехнический институт (филиал)

Волгоградского государственного технического университета

marina_2010@mail.ru, alexandrus238@yandex.ru, galina_vat@mail.ru, vek@post.volpi.ru

Автор, ответственный за переписку:

Александр Владимирович Попов, alexandrus238@yandex.ru

Повышение экологичности транспорта – не просто следование моде, но и объективная необходимость. Для сохранения экосистемы необходимо улучшать экологическую обстановку и продвигать внедрение экологически чистых технологий в городскую транспортную инфраструктуру. Увеличение количества зарядных станций для электромобилей в мире сопоставимо с темпом роста парка электромобилей. Данный факт демонстрирует значимость создания зарядной инфраструктуры для дальнейшего развития электрификации автомобильного транспорта. В городе Волжский на данный момент насчитывается шесть станций зарядки электротранспорта. Существующие зарядные станции работают от общей сети. Переход на альтернативные технологии в энергетике позволит сохранить топливные ресурсы страны для переработки в химической и других отраслях промышленности. Предлагается разместить электростанцию на восемь колонок, предназначенную для заряда аккумуляторов электромобилей в районе питомника растений Лотос (Волгоградская область, Среднеахтубинский район, Фрунзенское сельское поселение, поселок Третий Решающий). Такое расположение позволит охватить транспорт из Средней Ахтубы, поселка Краснооктябрьский, г. Волжский, г. Волгоград и транзитный транспорт. Выработка электроэнергии будет осуществляться с помощью ветросолнечной электростанции. На основании этого в качестве основного источника энергии принимается ветер. Когда наблюдаются штилевые дни, энергию ветра необходимо дублировать. Для этого в качестве вспомогательного источника принимается солнечное излучение.

Ключевые слова: альтернативная энергетика, транспорт, электромобиль, зарядная станция, экологичность транспорта, ветросолнечная электростанция

M. V. Velikanova, A. V. Popov, G. A. Chernova, V. E. Kostin

DEVELOPMENT OF CHARGING INFRASTRUCTURE FOR ELECTRIC VEHICLES IN THE VOLGOGRAD REGION

Volzhsky Polytechnic Institute (branch)

Volgograd State Technical University

Improving the environmental friendliness of transport is not just following fashion, but also an objective necessity. To preserve the ecosystem, it is necessary to improve the environmental situation and promote the introduction of environmentally friendly technologies into the urban transport infrastructure. The increase in the number of charging stations for electric vehicles in the world is comparable to the growth rate of the electric vehicle fleet. This fact demonstrates the importance of creating a charging infrastructure for the further development of the electrification of motor transport. In the city of Volzhsky, there are currently 6 charging stations for electric vehicles. The existing charging stations operate from the general network. The transition to alternative technologies in the energy sector will save the country's fuel resources for processing in the chemical and other industries. It is proposed to place an electric charging station with 8 columns, designed to charge the batteries of electric vehicles in the area of the Lotus plant nursery (Volgograd region, Sredneakhtubinsky district, Frunzenskoye rural settlement, Tretiy Reshayushchy settlement). Such a location will cover transport from Sredneakhtubinsky to Uralsk. Akhtubia, Krasnooktyabrsky settlement, Volzhsky city, Volgograd city and transit transport. Electricity generation will be carried out using a wind and solar power plant. Based on this, wind is accepted as the main source of energy. When calm days are observed, wind energy must be duplicated. For this purpose, solar radiation is accepted as an auxiliary source.

Keywords: alternative energy, transport, electric vehicle, charging station, eco-friendly transport, wind-solar power plant

В последнее десятилетие из-за постоянного удорожания углеводородного топлива и ужесточения экологических требований все большее распространение получают электромобили. Большинство развитых стран продвигают принцип ответственного отношения к экологии планеты. В связи с этим электромобили стали главным направлением развития в автомобильной отрасли.

Как показывает современное состояние экосистемы планеты, повышение экологичности транспорта – не просто следование моде, но и объективная необходимость. Наибольшую значимость этот вопрос имеет в больших городах, где сильнее ощущается отрицательное воздействие отработавших газов автомобильных ДВС на экологическую ситуацию. Для сохранения экосистемы необходимо улучшать экологическую обстановку и продвигать внедрение экологически чистых технологий в городскую транспортную инфраструктуру [1].

Повышение экологичности транспортной отрасли не ограничивается электромобилями для личного использования. Процесс отказа от углеводородных ДВС сопровождается созданием новых производств и широкомасштабными изменениями транспортной инфраструктуры. Во многих странах практически весь транспорт переходит на электрическую тягу, в том числе широкое распространение получают электробусы.

Наша страна следует общемировым трендам «озеленения» городского транспорта. На первом этапе – это переход городского общественного транспорта на автобусы на метане (сжатый природный газ). Высокий уровень экологической безопасности при соответствии стандарту Enhanced Environmentally friendly Vehicles (сверх экологически чистые автомобили) является ключевым преимуществом их применения. Данный стандарт является наиболее жестким требованием, которое регулирует выбросы парниковых газов в атмосферу. Отмечается ежегодное увеличение числа электробусов в Москве. [2] С 2022 г. первые 20 электробусов эксплуатируются МУП «Метроэлектротранс» г. Волгограда.

Масштабное и быстрое развитие электромобилей в мире связано не только с экологическими нормами, но также и с потребностью сокращения зависимости от нефти в тех странах, которые не обладают прямым доступом к энергоносителям. Получение электроэнергии из углеводородных источников позволяет многим

государствам снизить зависимость от колебаний рынка углеводородов.

Сегодня инвестиции в добычу ископаемого углеводородного топлива, а также в транспорт и энергетику, его использующие, имеют тенденцию к снижению. Что же касается развития и распространения безуглеродных транспорта и энергетики, а также технологий энергоэффективности и ресурсосбережения – объемы капитальных вложений имеют тренд на регулярный рост [3].

Для достижения установленного Парижской декларацией по изменению климата и электромобилизации значения 100–140 млн единиц электромобилей в эксплуатации к 2030 году производителей автомобильного транспорта продолжают диверсификацию производства, сокращая количество выпускаемых автомобилей с ДВС в пользу электрокаров. В данном направлении работают практически все крупнейшие производители: Daimler, BMW, Nissan, General Motors, Volkswagen Group. Абсолютный запрет автомобилей с ДВС уже объявлен рядом государств:

Норвегия – 2025 год;

Германия – 2040 год;

Великобритания – 2040 год;

Франция – 2040 год и др. [4].

В то же время в массовом использовании электромобилей есть и значительные негативные составляющие. Многие исследователи не видят в них спасения для экологии. В том, что касается качества воздуха, где электромобили, как предполагается, дают преимущества, они вряд ли будут такими значительными, как считалось изначально. В целом, негативные последствия для здоровья от электромобилей, по видимому, не меньше, чем от автомобилей с двигателями внутреннего сгорания. Производство электроэнергии будет по-прежнему создавать выбросы, особенно угольные электростанции. Меняется только распределение выбросов: автомобили с ДВС загрязняют окружающую среду там, где они движутся, электромобили загрязняют окружающую среду там, где вырабатывается энергия. Если в городских центрах станет значительно чище, то общий ущерб для экологии планеты не снизится, и даже может вырасти. Кроме того при массовом переходе на электрический транспорт возникает необходимость утилизации отработавших батарей. Далеко не все государства обладают ресурсами и технологиями для этого. В результате планета может получить новые огромные свалки с токсичными аккумуляторами [5].

Помимо не всегда проявляющейся экологической выгоды на сегодняшний день существует два основных барьера для развития электромобилей: 1. Высокая стоимость электромобилей обусловлена отсутствием широкодоступных по ценовым характеристикам аккумуляторных батарей. 2. В России наблюдается проблема недостаточной развитости зарядной инфраструктуры.

Для России развитие электромобильного рынка также осложнено географическими особенностями. На текущем этапе развития электромобили способны проехать в среднем 300–500 км без подзарядки. При этом расстояние между главными мегаполисами страны – Москвой и Санкт-Петербургом – составляет порядка 600 км. Поэтому в текущих условиях электромобиль может использоваться либо только как городской транспорт, либо необходимо активно развивать зарядную инфраструктуру на трассах между городами. Отсутствие эффективных и доступных источников зарядных станций для электромобилей, а также развитой сети зарядной инфраструктуры существенно ограничивает использование электромобилей и на городских дорогах.

Очевидно, что при увеличении производительности и расширении зарядной инфраструктуры число покупателей электромобилей будет неуклонно расти. Создание соответствующей зарядной транспортной инфраструктуры спо-

собно привести к развитию современного экологически чистого транспорта, улучшить экологическую обстановку, а также повысить имидж городов-мегаполисов.

На автомобиле с ДВС расход топлива в среднем составляет 8–15 л на 100 км при стоимости за литр бензина Аи-92 в среднем 56 руб., на электромобиле – 20–30 кВт на 100 км при стоимости за кВт электроэнергии 16 руб. Так, стоимость 100 км пути составит 840 руб. и 480 руб. соответственно. При достижении примерно-го паритета стоимости самих автомобилей проявляется выгода использования электричества.

У большинства электромобилей устанавливаются одновременно два аккумулятора: *тяговой* (он питает электродвигатель) и *батарей сети низкого напряжения*. В качестве АКБ для тягового электродвигателя могут применяться различные аккумуляторы. Никель-металлгидридные, литий-ионные, натрий-ионные, литий-железо-фосфатные, графеновые, твердотельные. Нынешние электромобили могут быть заряжены двумя методами: переменным и постоянным током.

«Скоростная зарядка» подразумевает зарядку электромобиля посредством постоянного тока. Напротив, «медленный заряд» осуществляется переменным током с помощью находящегося в каждом электромобиле зарядного приспособления.

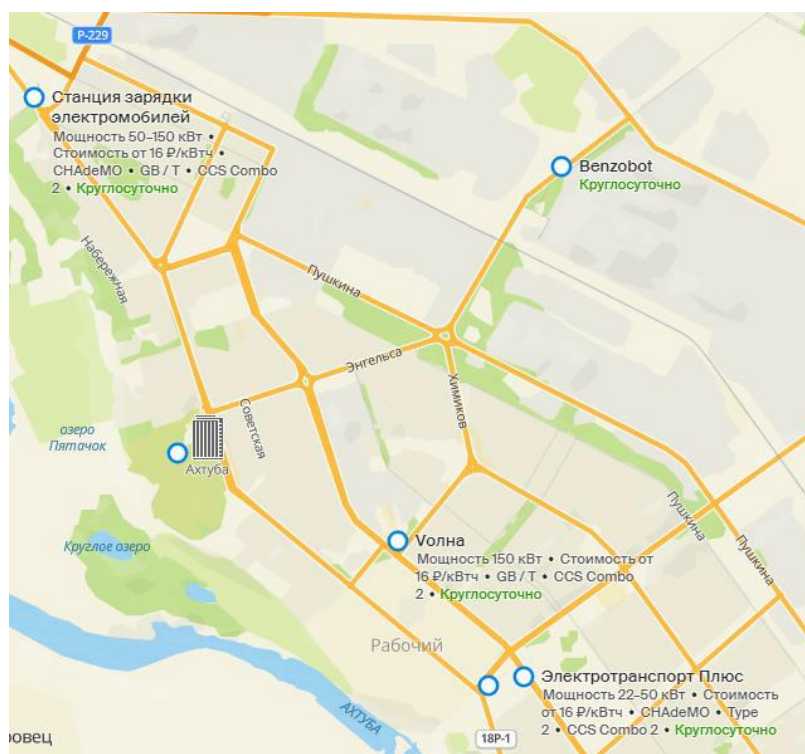


Рис. 1. Расположение зарядных станций для электротранспорта в г. Волжский

Соответственно различают и два типа зарядных станций: стандартная зарядная станция и ускоренная зарядная станция [6].

Увеличение количества зарядных станций для электромобилей в мире сопоставимо с темпом роста парка электромобилей. Данный факт

демонстрирует значимость создания зарядной инфраструктуры для дальнейшего развития электрификации автомобильного транспорта [7].

В городе Волжский на данный момент насчитывается шесть станций зарядки электро-транспорта (рис. 1).

**Характеристика зарядных станций для электротранспорта
в г. Волжский**

Наименование	Адрес	Количество мест для зарядки	Тип зарядки
Benzobot	Пр. Металлургов 15а	1 место	Быстрая
ЭлектроТранспорт Плюс	Пр. Ленина, 313 (парковка у ГМ Лента со стороны ул. Александрова)	3 места	Быстрая, ультрабыстрая
Sitronic Electro	Парк культуры и отдыха г. Волжского	1 место	Быстрая
ЭлектроТранспорт Плюс	Ул. им. Генерала Карбышева (перед мойкой Lux)	6 мест	Быстрая

Существующие зарядные станции работают от общей сети.

Переход на альтернативные технологии в энергетике позволит сохранить топливные ресурсы страны для переработки в химической и других отраслях промышленности. Кроме того, стоимость энергии, производимой многими альтернативными источниками, уже сегодня ниже стоимости энергии из традиционных источников, да и сроки окупаемости строительства альтернативных электростанций существенно короче.

Самые перспективные и общедоступные направления альтернативной энергетики для использования на транспорте – это солнечное излучение и ветроэнергетика. Так, полная средняя мощность солнечного излучения на Землю составляет $1,2 \cdot 10^{17}$ Вт, то есть на одного человека приходится около 30 МВт. Ветроэнергетика с ее современным техническим оснащением является вполне сложившимся направлением энергетики. Суммарная кинетическая энергия ветра на Земле оценивается величиной порядка $0,7 \cdot 10^{21}$ Дж [8].

Возможность использования возобновляемых источников энергии определяется географическим положением и климатическими условиями региона. Климатические условия в Волгоградской области позволяют говорить о возможности широкого использования солнечных батарей и ветрогенераторов. Потенциал суммарного солнечного излучения Волгоград-

ской области оценивается экспертами приблизительно в 5000 МДж/м^2 в год. Самое большое количество солнечных часов в году – 2350 в районе озера Эльтон. Что касается потенциала ветроэнергетики, то Волгоградская область относится к району со средней годовой скоростью ветра 5 м/с [9].

В городе Волжский и близлежащих районах солнечная панель мощностью 1 кВт может в среднем производить около 4–5 кВт*ч электроэнергии в день. Также существует энергетический потенциал ветровой энергии, который составляет $470\text{--}650 \text{ Вт/м}^2$ [10].

Наибольшая удельная мощность ветрового потока приходится на летние месяцы (рис. 2) [11].

Предлагается разместить электростанцию (ЭЭС) на восемь колонок, предназначенную для заряда аккумуляторов электромобилей. Выработка электроэнергии будет осуществляться с помощью ветросолнечной электростанции. Место для размещения станции должно быть вне населенного пункта. С учетом удобства расположения для подъезда транспорта высокого транспортного потока и соблюдения максимально благоприятных условия для получения ветряной и солнечной энергии предлагается разместить данную станцию в районе питомника растений Лотос (Волгоградская область, Среднеахтубинский район, Фрунзенское сельское поселение, поселок Третий Решающий) (рис. 3).

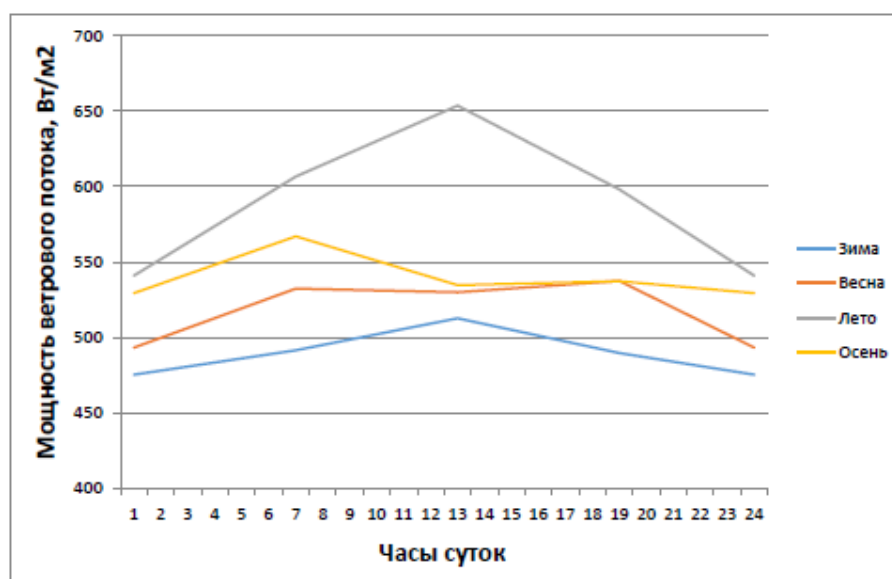


Рис. 2. График среднечасовой удельной мощности ветра

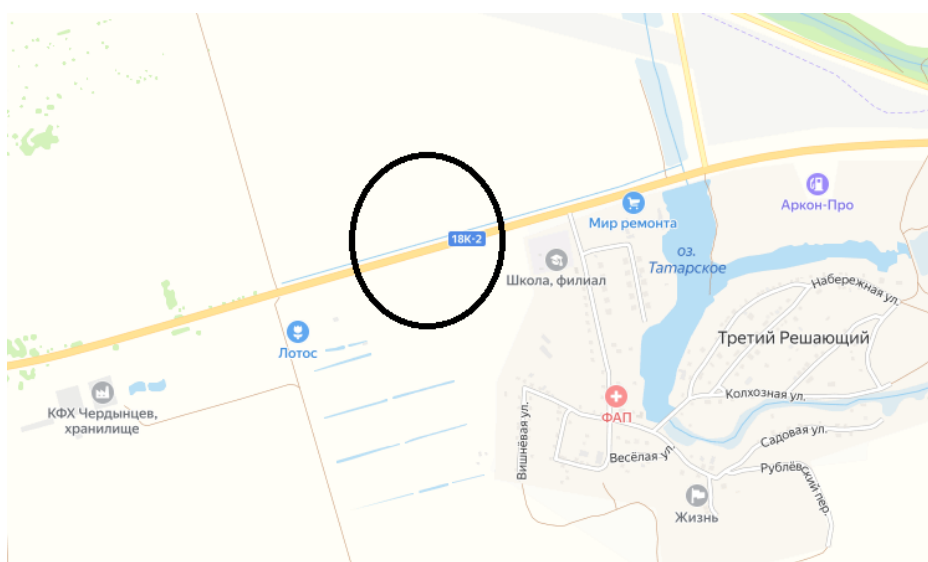


Рис. 3. Предлагаемое расположение ЭЭС

Такое расположение позволит охватить транспорт из Средней Ахтубы, поселка Краснооктябрьский, г. Волжский, г. Волгоград и транзитный транспорт. В состав предлагаемой ЭЭС входит: ветросолнечная электростанция, ветрогенератор, солнечные модули, гибридный контроллер, аккумуляторные батареи, инвертор, восемь колонок, располагаемых под солнечными модулями, одноэтажное здание. Въезд и выезд на площадку предусматривается отдельный. Планировка ЭЭС представлена на рис. 4.

На проектируемой станции одновременно могут заряжаться восемь электромобилей. Потребляемая мощность каждой электроразрядной

колонок составляет 16,8 кВт., то есть максимальная нагрузка равна $P_{\max} = 134,4$ кВт.

Исходя из этого, находим максимальное суточное потребление электроэнергии:

$$W_{\max} = 134,4 \times 24 = 3225,6 \text{ кВт} \times \text{ч}. \quad (1)$$

Таким образом, нагрузка потребления электроэнергии может меняться в течение суток от 0 до 3225,6 кВт×ч. Однако вероятность того, что электромобили будут заряжаться непрерывно, очень низка. В связи с этим примем расчетное значение суточного потребления электроэнергии:

$$W_0 = 0,5 \times W_{\max} = 1612,8 \text{ кВт} \times \text{ч}. \quad (2)$$

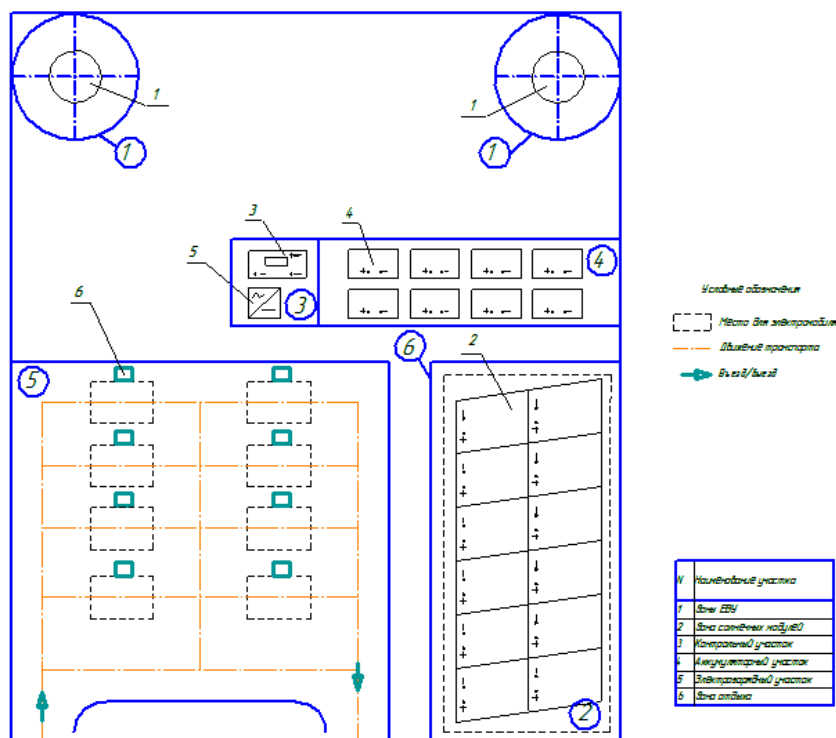


Рис. 4. Планировка предлагаемой ЭЭС

Возобновляемые источники энергии (ветер и солнце) являются неуправляемыми человеком, поэтому надо стремиться к тому, чтобы потребление электроэнергии было связано с ее поступлением. Это является особенностью проектирования электроснабжения на основе возобновляемых источников по сравнению с традиционным электроснабжением.

Потребление электроэнергии является случайной величиной, и для получения точных графиков энергопотребления рекомендуется проводить соответствующие измерения, накапливая статистические данные на готовом объекте. Однако такой метод получения графиков электропотребления является трудоемким, требующим большого числа наблюдаемых объектов и длительного времени наблюдений.

Зимой, летом и осенью удельная мощность ветра более коррелирует с нагрузкой, чем плотность солнечного излучения. Весной, наоборот, нагрузка более согласуется с солнечным излучением, но коэффициент корреляции очень низкий.

На основании этого в качестве основного источника энергии принимается ветер. Когда наблюдаются штилевые дни, энергию ветра необходимо дублировать. Для этого в качестве вспомогательного источника принимается солнечное излучение. Однако прямое солнечное

излучение также бывает не каждый день и отсутствует ночью. Это обуславливает необходимость аккумулирования энергии на периоды одновременного отсутствия ветра и солнца.

Таким образом, для электроснабжения станции принимаются следующие источники энергии:

- ветер (основной источник);
- солнечное излучение (вспомогательный источник);
- аккумуляторы (резерв).

На случай невозможности функционирования всех источников следует предусмотреть дизель-генератор, хотя его применение сводит на нет положительный эффект от использования электромобилей.

Электроснабжение осуществляется следующим образом. Если присутствует ветер, то от ветроколеса приводится во вращение машина постоянного тока (МПТ), заряжающая аккумуляторы, и генератор переменного тока (ГПТ). Если ветра нет или ветроколесо выключено при недопустимо сильном ветре, то аккумулятор питает МПТ, которая вращает генератор. Солнечная энергия используется для дозарядки аккумулятора.

На основании проведенного анализа конструкций, в качестве предлагаемой установки выбран ветрогенератор, модель EuroWind 500

(рис. 5) по следующим соображениям: возможность получения энергии даже при невысоких скоростях ветра; для реализации требуется площадка, размеры которой соизмеримы с размерами силового агрегата; высокое значение быстроходности, что позволяет избежать применения громоздких мультипликаторов; надежность и простота конструкции. Ветрогенераторная установка должна работать при низкой скорости ветра, постоянных переменах направления ветра.



Рис. 5. Ветрогенератор, модель EuroWind 500

Таким образом, учитывая современные тенденции развития электротранспорта, предлагаемая ЭЭС позволит реализовать все достоинства его использования:

- неисчерпаемый ресурс;
- экологичность;
- снижение затрат на эксплуатацию автомобиля.

В то же время создание и функционирование подобного объекта имеет и свои недостатки:

- высокая стоимость;
- зависимость от погодных условий и времени суток;
- ветряные электростанции создают шумы, помехи различным системам связи;
- необходимость очистки отражающей поверхности солнечной электростанции. [9]

Волгоградская область имеет все природно-климатические возможности для использования возобновляемых источников энергии. Развитие и внедрение технологий основанных на их применении, в том числе в транспортной отрасли, является одним из ключевых моментов долгосрочного развития региона.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Новый стандарт Евро-7: почему он угрожает традиционным двигателям? [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://wroom.ru/news/12272> (дата обращения: 13.01.2024 г.).
2. Безруких, П. П. Ветроэнергетика. Вымыслы и факты. Ответы на 100 вопросов. / П. П. Безруких, П. П. Безруких (младший). – М.: Институт устойчивого развития Общественной палаты Российской Федерации/Центр экологической политики России, 2011. – 74 с.
3. Резолюция A/RES/70/1 «Преобразование нашего мира: Повестка дня в области устойчивого развития на период до 2030 года», утвержденная Генеральной ассамблеей ООН, 2015.
4. «Зеленый» транспорт: зачем он нам? [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://gorod-plus.tv/node/50460> (дата обращения: 13.01.2024 г.).
5. Jones, S. J. If electric cars are the answer, what was the question? Br Med Bull. 2019 Mar 1;129(1):13-23. doi: 10.1093/bmb/ldy044. PMID: 30615073.
6. Юмм, В. Е. Современные источники тока и зарядные станции для электромобилей: учебное пособие / В. Е. Ютт, В. В. Морозов. – М.: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2017. – 108 с.
7. Инвестиции в электромобили [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://fin-plan.org/blog/investitsii/investitsii-v-elektromobili/> (дата обращения: 13.01.2024 г.).
8. Твайделл, Дж. Возобновляемые источники энергии: Пер. с англ. / Дж. Твайделл, А. Уэйр. – М., Энергоатомиздат, 1990. – 392 с.
9. Соболева, Е. К. Использование энергии ветра и солнца в Волгоградской области / Е. К. Соболева, А. В. Саразов // Современные научные исследования и инновации. – 2014. – № 5, Ч. 1 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <https://web.snauka.ru/issues/2014/05/34221> (дата обращения: 08.12.2024 г.).
10. Состояние альтернативной энергетики в Волгограде [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://altsolar.ru/blog/2023/10/07/sostoyanie-alternativnoj-energetiki-v-volgograde/> (дата обращения: 08.12.2024 г.).
11. Росгидромет [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.meteorf.gov.ru/> (дата обращения: 08.12.2024 г.).

УДК 629.4.023.16

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-61-70

*Е. В. Клементьев, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, Н. С. Соколов-Добрев
Е. С. Удиванов, А. В. Евсеева, А. А. Лавренюк*

**РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ И МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛЕЙ
МИКРОАВТОБУСА СКОРОЙ МЕДИЦИНСКОЙ ПОМОЩИ
ДЛЯ АНАЛИЗА ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ САЛОНА**

Волгоградский государственный технический университет

e-eevgenii@mail.ru, shehovtsov@vstu.ru, paulflinx@gmail.com, koluchiy-79@mail.ru,
evgen-iy@mail.ru, evseeva_apollinariya@mail.ru, gn090600@gmail.com

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

В статье поднимаются вопросы необходимости совершенствования системы виброизоляции салона микроавтобусов, используемых в качестве скорой медицинской помощи. Из-за того, что эти машины первоначально конструктивно предназначаются для использования в качестве маршрутных такси, система виброзащиты их салона не соответствует требованиям, касающимся машин для транспортировки больных. При этом в большом количестве случаев уровень вибраций и шума в салоне таких автомобилей при движении по городским и особенно сельским дорогам нередко оказывается недопустимо высоким. Это отрицательно сказывается на состоянии медицинского персонала и транспортируемых пациентов, а также снижает точность работы медицинских приборов, что в ряде случаев приводит к их выходу из строя или ошибочным показаниям. Поэтому актуальными являются разработки методов снижения вибронегативности салона таких машин. Коллективом авторов разработана обобщенная модель специального микроавтобуса, выполнение расчетных исследований при помощи которой позволит получить необходимые рекомендации для внесения необходимых изменений в систему виброизолирующего крепления кузова автомобиля к раме и тем самым обеспечить требуемые условия транспортировки пациентов и работы медицинского персонала.

Ключевые слова: динамическая модель, математическая модель, микроавтобус скорой медицинской помощи, вибронегативность салона

*E. V. Klementev, V. V. Shekhovtsov, P. V. Potapov, N. S. Sokolov-Dobrev
E. S. Udivanov, A. V. Evseeva, A. A. Lavrenyuk*

**DEVELOPMENT OF DYNAMIC AND MATHEMATICAL MODELS
OF AMBULANCE VAN FOR ANALYSIS OF CHARACTERISTICS
OF CABIN VIBRATION PROTECTION SYSTEM**

Volgograd State Technical University

This article is devoted to problem of necessary improvement of vibration protection system of cabin of vans used as Ambulance vehicles. Usually, base model for this vehicle is cargo van, thus cabin vibration protection system doesn't meet requirements for ambulance vehicles. Also, vibration and noise levels in cabins of these vehicles in motion on city and country roads in general cases are unacceptably high. It negatively affects the conditions of medical staff and transported patient and also reduces accuracy of medical equipment operation leading to damage of wrong readings of this equipment in some cases. Thus, development of methods for reducing of vibration levels in cabins of these vehicles is topical problem. Authors collective creates general model of ambulance van providing researches which result in necessary recommendations for improvement of cabin vibration protection system. Thus, better conditions of personnel work and patient transportation would be provided.

Keywords: dynamic model, mathematical model, ambulance van, cabin vibration

Введение

В последние годы качество медицинской помощи во многом зависит от условий транспортировки пациентов службой скорой медицинской помощи. В городских, пригородных и сельских районах в качестве автомобилей скорой помощи широко применяются микроавтобусы российского и зарубежного производ-

ства, среди которых особое место занимают модификации на базе автомобиля семейства «Газель». Как правило, эти автомобили изначально предназначались для использования в качестве маршрутных такси и переоборудуются для медицинских целей путем оснащения салона необходимым оборудованием для размещения больного, медперсонала и медицинс-

ких приборов. Однако конструкция кузова и подвески при этом остается практически без изменений, что не отвечает требованиям к шумо- и виброизоляции медицинского транспорта.

Ряд исследований [1; 2] свидетельствует о том, что уровень вибраций и шума в салоне таких автомобилей при движении по городским и особенно сельским дорогам нередко оказывается недопустимо высоким. Это может отрицательно сказываться на состоянии транспортируемых пациентов и медицинского персонала, а также снижать точность работы медицинских приборов, что в ряде случаев приводит к их выходу из строя или ошибочным показаниям. Несмотря на применение различных современных материалов и технологий для виброизоляции кузова, их эффективность остается недостаточной, что подчеркивает необходимость в разработке более совершенных технических решений.

В связи с этим актуальной задачей является разработка специализированной динамической колебательной модели микроавтобуса, учитывающей все аспекты, влияющие на виброн нагруженность, плавность хода, безопасность и комфорт при транспортировке пациентов. Такая модель должна позволять анализировать поведение составляющих элементов динамической системы автомобиля в различных условиях эксплуатации, выявлять динамические воздействия, негативно влияющие на пассажиров и медицинское оборудование, и определять возможности их минимизации.

1. Требования к модели

Созданная авторами динамическая модель, предназначенная для комплексного изучения виброизоляции кузова специализированного транспортного средства, включает в себя в качестве сосредоточенных масс основные конструктивные элементы и узлы автомобиля: кузов, раму, колеса, двигатель и трансмиссию, соединенные между собой связями с упругими и диссипативными свойствами. Это позволяет моделировать динамические взаимодействия между несущими элементами автомобиля, выполнять исследования уровня виброн нагруженности салона, анализировать влияние на эту нагруженность колебаний рамы и кузова, крутильных колебаний в трансмиссии и угловых колебаний двигателя. Модель позволяет исследовать влияние этих факторов в том числе на переходных режимах движения (ускорение,

торможение и маневрирование), поскольку именно на этих режимах вибрационные нагрузки наиболее значительны.

Разработанная модель позволяет также проводить анализ существующих конструкций и характеристик виброизоляторов для использования в устройстве крепления кузова автомобиля к раме, выявлять их достоинства и недостатки, а также тестировать и оптимизировать их динамические параметры. Подбор оптимальных характеристик упругого крепления кузова к раме позволяет не только улучшить виброзащитные свойства салона специализированного автомобиля, но и увеличить срок службы его узлов и агрегатов, снизив затраты на обслуживание и ремонт.

В итоге комплексный подход к изучению виброн нагруженности и динамического взаимодействия конструктивных элементов и узлов специального микроавтобуса и выработка рекомендаций по совершенствованию его конструкции позволит улучшить условия транспортировки больных в стационарные медицинские учреждения.

2. Основные элементы динамической колебательной модели микроавтобуса

Обобщенная динамическая модель специального микроавтобуса объединяет в себе модель для исследования вертикальных, поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний кузова (рис. 1), состоящую из следующих элементов: рамы, кузова, остова двигателя и колес, и также крутильно-колебательную модель трансмиссии (рис. 2), включающую кривошипно-шатунный механизм (КШМ) двигателя, трансмиссию, задний мост, колеса и поступательно движущуюся массу автомобиля.

Первая из перечисленных динамическая модель (рис. 1) включает четыре колеса с массами m_1 , m_2 , m_3 и m_4 . Принято допущение, что каждое из колес совершает только вертикальные колебания. Колеса обеспечивают контакт с дорожным покрытием и в значительной степени определяют виброн нагруженность транспортного средства в динамических режимах нагружения.

Важно отметить, что вертикальные колебания колес, возникающие из-за неровностей дорожного покрытия и динамических нагрузок в переходных режимах движения, приводят как к угловым, так и к линейным колебаниям остова автомобиля.

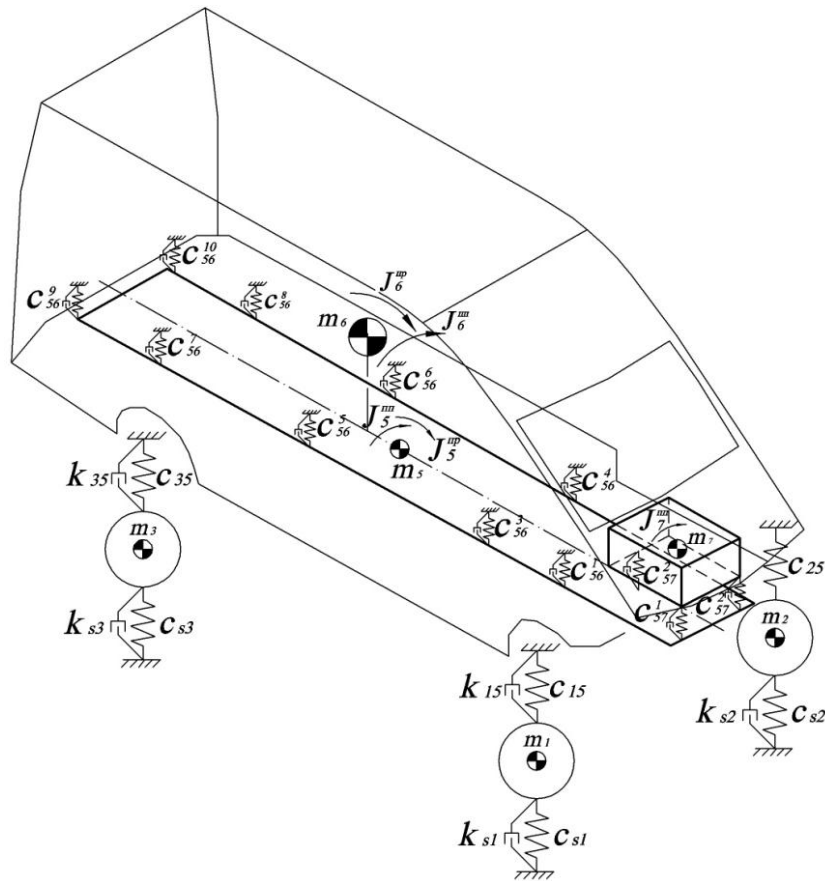


Рис. 1. Линейная колебательная модель остова

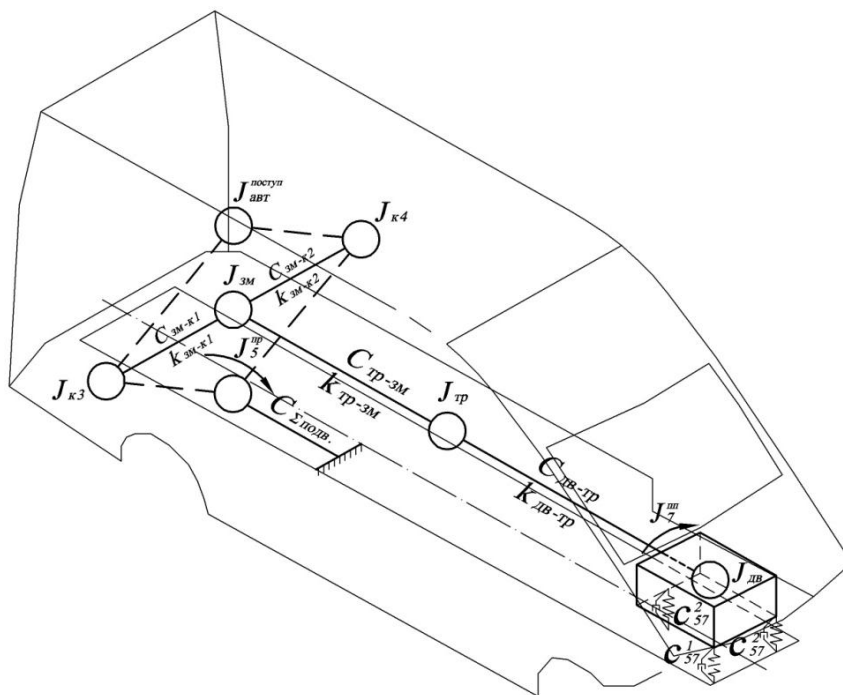


Рис. 2. Крутильно-колеблющаяся модель трансмиссии

Воздействие неровностей дорожного покрытия описывается случайной временной

функцией $f(t)$. Кинематические и динамические воздействия на колеса со стороны дороги осу-

ществляется через упругие связи, представленные радиальной жесткостью шин, которая в модели для каждой шины обозначается как $C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}, C_{s4}$.

В модели рама микроавтобуса описывается ее массой m_5 при вертикальных колебаниях и моментами инерции при поперечных J_5^{np} и продольных $J_5^{пр}$ угловых колебаниях. На ра-

му воздействуют упругие силы: со стороны подвески – в восьми точках крепления рессор (рис. 3 и 4) и со стороны кузова – в 13 точках [3] крепления виброизоляторов кузова и двигателя (рис. 5 и 6).

Рессора в модели представлена однородной недеформируемой балкой. Жесткость рессоры приведена к центру балки.

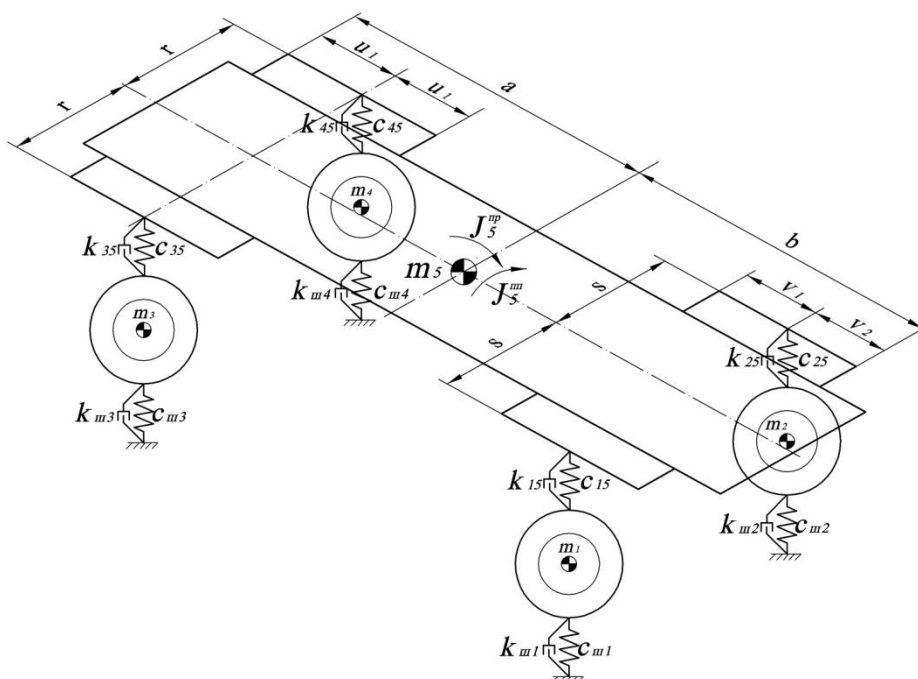


Рис. 3. Начальная динамическая модель ходовой части

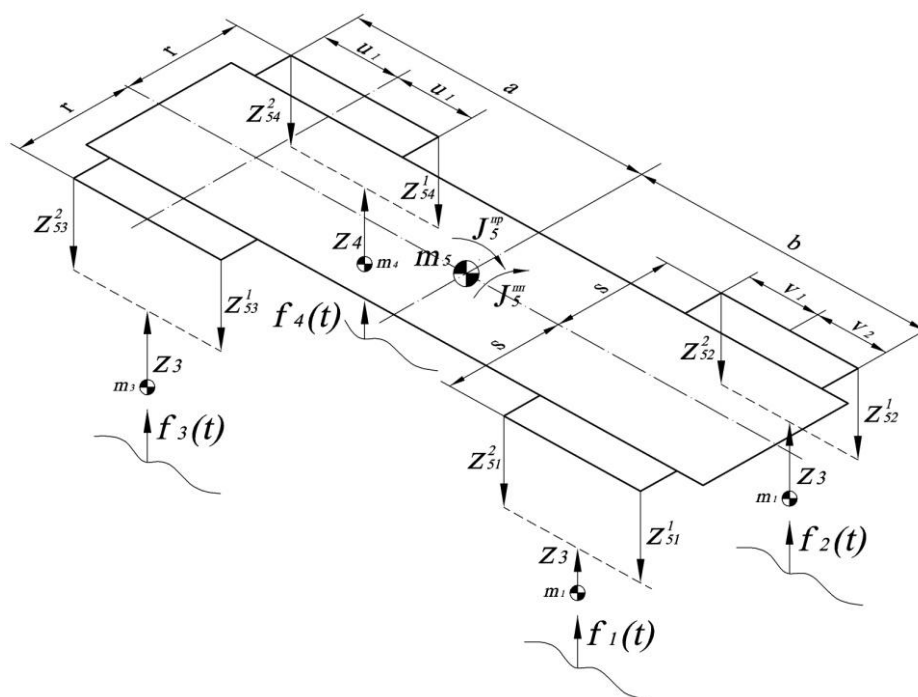


Рис. 4. Кинематическая схема ходовой части

Масса m_5 является одним из определяющих параметров процессов вертикальных колебаний рамы на подвеске.

Момент инерции рамы относительно поперечной оси J_5^{np} является одним из определяющих параметров при анализе процессов продольно-угловых колебаний рамы. Его величина определяет реакцию рамы на динамические на-

грузки, возникающие при разгоне, торможении и преодолении автомобилем неровностей. Кроме того, определяет реактивный момент со стороны ведущих колес, который при разгоне вызывает поворот остова автомобиля на некоторый угол в продольной вертикальной плоскости относительно поперечной оси, проходящей через центр масс.

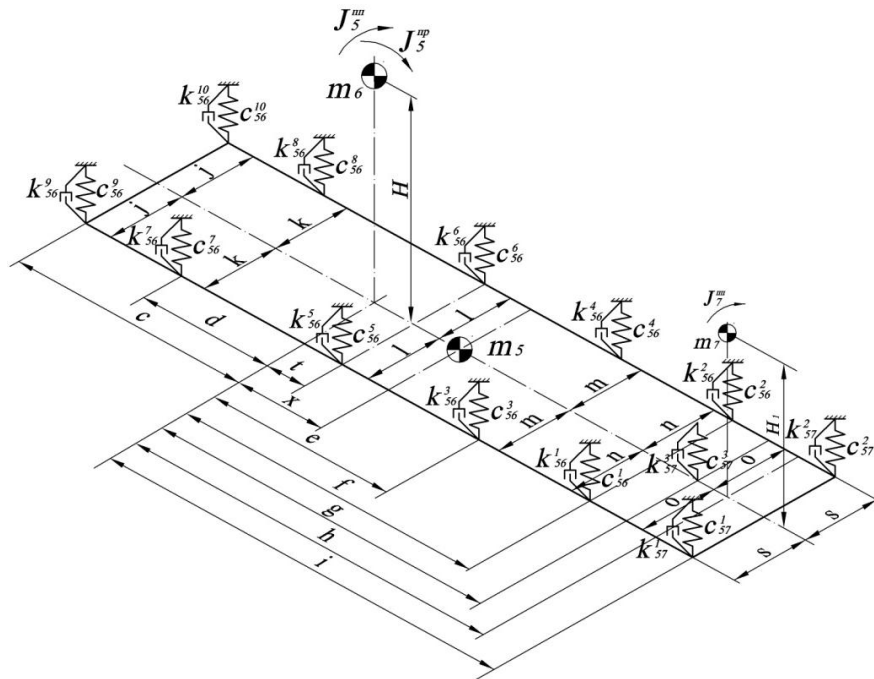


Рис. 5. Начальная динамическая подвески агрегатов

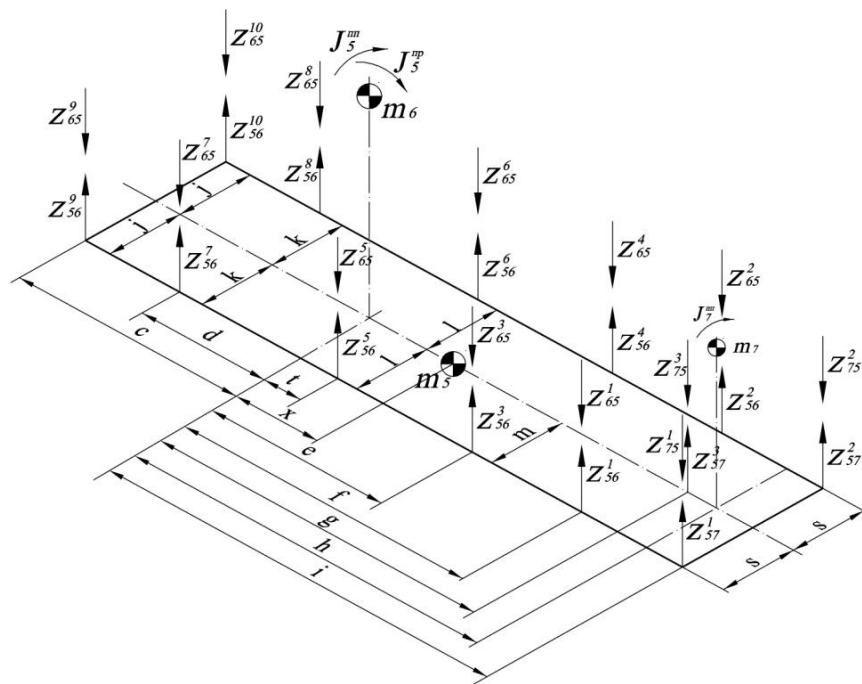


Рис. 6. Кинематическая схема подвески агрегатов

Момент инерции рамы относительно продольной оси $J_5^{\text{пр}}$ является определяющим параметром процессов поперечно-угловых колебаний рамы, возникающие при поворотах, асимметричных нагрузках на колеса со стороны дорожного покрытия, а также воздействий реактивного момента двигателя.

Кузов микроавтобуса в модели описан аналогично раме. Масса m_6 является определяющим параметром в процессах вертикальных колебаний кузова относительно рамы. От нее зависит эффективность работы системы виброизоляции салона [4], ее влияния на плавность хода автомобиля, комфорт пассажиров и надежность работы медицинского оборудования в салоне.

Момент инерции кузова относительно поперечной оси, $J_6^{\text{пр}}$, является определяющим параметром в процессах продольно-угловых колебаний кузова при воздействиях динамических нагрузок во время движения.

Момент инерции кузова относительно продольной оси, $J_6^{\text{пр}}$, является определяющим параметром в процессах поперечно-угловых колебаний кузова при изменении направления движения, кренах кузова или воздействиях боковых аэродинамических сил.

Масса m_7 двигателя является определяющим параметром в процессах его вертикальных колебаний, обусловленных действием инерционных и газовых сил. Ее величина оказывает влияние на уровень вибраций, генерируемых двигателем, на динамическую нагруженность кузова, а также на эффективность работы виброизоляторов (подушек) ДВС.

Момент инерции двигателя относительно продольной оси, $J_7^{\text{пр}}$, является определяющим параметром в процессах его поперечно-угловых колебаний вследствие действия реактивного крутящего момента. Эти колебания могут суммироваться с колебаниями от других динамических воздействий, влияя на динамическую нагруженность системы в целом.

В модели двигатель представлен только этими двумя массо-инерционными параметрами, поскольку его продольно-угловые колебания на раме, как показывает практика, имеют малую амплитуду и не оказывают существенного влияния на общую вибронагруженность автомобиля, а потому могут не учитываться.

Для исследования взаимного влияния крутильных колебаний в трансмиссии на колебания масс автомобиля в общую динамическую систему добавлена крутильно-колебательная модель силовой передачи (рис. 2).

Первая инерционная масса этой модели $J_{\text{дв}}$ характеризует величину приведенного момента инерции вращающихся элементов кривошипно-шатунного механизма и маховика двигателя. К этой массе приложен крутящий момент двигателя. Кривая крутящего момента, необходимая для построения математической модели, может быть получена экспериментально.

Вторая инерционная масса $J_{\text{тр}}$ характеризует величину приведенного момента инерции вращающихся элементов коробки передач и карданного вала.

Третья инерционная масса $J_{\text{зм}}$ характеризует величину приведенного момента инерции элементов заднего моста и дифференциала. Моделью предусмотрено разделение силового потока между бортами и передача крутящего момента двигателя на задние колеса по отдельности.

Учет работы дифференциала моделью не предусмотрен.

Четвертая и пятая инерционные массы $J_{\text{к1}}$ и $J_{\text{к2}}$ характеризуют величины моментов инерции ведущих колес. Эти массы связаны дифференциальной связью с поступательно движущейся инерционной массой автомобиля $J_{\text{авт пост}}$, а также с моментом инерции рамы относительно поперечной оси $J_5^{\text{пр}}$. При разгоне и торможении автомобиля на раму действуют реактивные моменты, возбуждающие продольно-угловые колебания остова.

Дополнительно на массу $J_7^{\text{пр}}$ (момент инерции двигателя относительно продольной оси) со стороны кривошипно-шатунного механизма действует также реактивный момент, стремящийся повернуть корпус двигателя в поперечной плоскости. Этот момент возбуждает поперечно-угловые колебания двигателя относительно рамы.

В табл. 1 приведена информация о соответствии наименований, обозначений и описаний массо-инерционных элементов модели, в табл. 2 – информация о соответствии наименований, обозначений и описаний упругих и диссипативных элементов модели.

Таблица 1

Обозначение и описание массо-инерционных элементов модели

Наименование узла	Обозначение	Наименование элемента
Колесо 1	m_1	Масса переднего правого колеса
Колесо 2	m_2	Масса переднего левого колеса
Колесо 3	m_3	Масса заднего правого колеса
	$J_{к3}$	Момент инерции заднего правого колеса
Колесо 4	m_4	Масса заднего левого колеса
	$J_{к4}$	Момент инерции заднего левого колеса
Рама	m_5	Масса рамы
	$J_5^{пр}$	Момент инерции рамы относительно поперечной оси
	$J_5^{пр}$	Момент инерции рамы относительно продольной оси
Кузов	m_6	Масса кузова
	$J_6^{пр}$	Момент инерции кузова относительно поперечной оси
	$J_6^{пр}$	Момент инерции кузова относительно продольной оси
Двигатель	m_7	Двигатель
	$J_7^{пр}$	Момент инерции остова двигателя относительно продольной оси
	$J_{дв}$	Момент инерции КШМ и маховика двигателя
Трансмиссия	$J_{тр}$	Момент инерции элементов КПП и карданного вала
Задний мост	$J_{зм}$	Момент инерции элементов дифференциала и полуосей
Остов	$J_{авт}^{поступ}$	Приведенный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля

Таблица 2

Обозначение и описание упругих и диссипативных элементов модели

Наименование узла	Обозначение	Наименование элемента
Колесо 1	c_{s1}, k_{s1}	Радиальная жесткость переднего правого колеса
Колесо 2	c_{s2}, k_{s2}	Радиальная жесткость переднего левого колеса
Колесо 3	c_{s3}, k_{s3}	Радиальная жесткость заднего правого колеса
Колесо 4	c_{s4}, k_{s4}	Радиальная жесткость заднего левого колеса
Подвеска	c_{15}, k_{15}	Жесткость передней правой рессоры
	c_{25}, k_{25}	Жесткость передней левой рессоры
	c_{35}, k_{35}	Жесткость задней правой рессоры
	c_{45}, k_{45}	Жесткость задней левой рессоры
	$C_{\Sigma подв}, k_{\Sigma подв}$	Приведенная к крутильной суммарная жесткость подвески
Виброизоляторы кузова	c_{56}^1, k_{56}^1	Жесткость и демпфирование виброизолятора 1
	c_{56}^2, k_{56}^2	Жесткость и демпфирование виброизолятора 2
	c_{56}^3, k_{56}^3	Жесткость и демпфирование виброизолятора 3
	c_{56}^4, k_{56}^4	Жесткость и демпфирование виброизолятора 4
	c_{56}^5, k_{56}^5	Жесткость и демпфирование виброизолятора 5
	c_{56}^6, k_{56}^6	Жесткость и демпфирование виброизолятора 6
	c_{56}^7, k_{56}^7	Жесткость и демпфирование виброизолятора 7
	c_{56}^8, k_{56}^8	Жесткость и демпфирование виброизолятора 8
	c_{56}^9, k_{56}^9	Жесткость и демпфирование виброизолятора 9
	c_{56}^{10}, k_{56}^{10}	Жесткость и демпфирование виброизолятора 10

Окончание табл. 2

Наименование узла	Обозначение	Наименование элемента
Двигатель	c_{57}^1, k_{57}^2	Жесткость и демпфирование переднего виброизолятора ДВС
	c_{57}^1, k_{57}^2	Жесткость и демпфирование переднего виброизолятора ДВС
	c_{57}^1, k_{57}^2	Жесткость и демпфирование заднего виброизолятора ДВС
Трансмиссия	$C_{дв-тр}, k_{дв-тр}$	Приведенная крутильная жесткость между ДВС и КПП
	$C_{тр-зм}, k_{тр-зм}$	Приведенная крутильная жесткость карданной передачи
	$C_{зм-к1}, k_{зм-к1}$	Приведенная крутильная жесткость правой полуоси
	$C_{зм-к2}, k_{зм-к2}$	Приведенная крутильная жесткость левой полуоси

3. Допущения, принятые при разработке математической модели

Математическая модель микроавтобуса должна описывать поведение элементов динамической модели под воздействием различных сил и реакций, возникающих в процессе его эксплуатации. Эта модель представляет собой систему дифференциальных уравнений и уравнений связи, описывающие динамику системы. Для корректного построения математической модели использованы приведенные ниже допущения.

1. Характеристики упругих сил в системе приняты линейными.

2. Характеристики диссипативных сил также. Демпфирование в системе принято пропорциональным скорости перемещений.

3. Величины жесткости и параметры демпфирования считаются постоянными в процессе колебаний. Нелинейные эффекты, которые могут возникать при изменении состояния системы, не учитываются.

4. Колебания происходят с малыми амплитудами.

5. Угловые колебания элементов модели происходят относительно осей, проходящих через их центры масс.

6. Все силы, действующие на систему, рассматриваются как временные функции, что позволяет использовать спектральный анализ и учитывать влияние времени на динамические характеристики системы.

7. Динамические параметры системы, такие как масса, момент инерции, жесткость связей элементов и коэффициент демпфирования, считаются постоянными в течение процесса моделирования.

8. Внешние воздействия, такие как сила ветра, сила тяги, сила торможения, сила сопротивления движению, являются обобщенными

силами и приложены к центрам масс элементов модели.

9. Кузов и рама в модели являются твердыми телами.

10. Отрыв колеса от опорной поверхности дороги моделью не описывается.

11. Зазоры в упругих элементах подвески и зубчатых зацеплениях выбраны.

4. Уравнения математической модели

Для составления математической модели движения системы использовано уравнение Лагранжа II рода. Это позволяет описывать динамику многомассовых систем через обобщенные координаты и их производные, что особенно удобно для систем с несколькими степенями свободы.

На первом этапе построения динамической модели необходимо определить вектор входных воздействий, действующих на динамическую систему. Анализ случайных процессов нагружения колес автомобиля со стороны дорожного покрытия показывает, что входные воздействия на динамическую систему представляют собой совокупность случайных сил, возникающих при контакте колес с неровностями дороги. Эти силы включают в себя вертикальные ударные воздействия от отдельных неровностей, периодические колебательные воздействия от дорожных волн, а также вибровоздействия, вызванные микропрофилем опорной поверхности, неоднородностью свойств покрытия, динамическими условиями движения и другими факторами.

При применении принципа Д'Аламбера к рассматриваемой системе на основе выше приведенных кинематических и динамических схем получены уравнения, описывающие движение сосредоточенных масс с учетом упругих и диссипативных сил.

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{z}_1 &= -R_{s1} + R_{15}^1 - m_1 g; \\
m_2 \ddot{z}_2 &= -R_{s2} + R_{15}^2 - m_2 g; \\
m_3 \ddot{z}_3 &= -R_{s3} + R_{15}^3 - m_3 g; \\
m_4 \ddot{z}_4 &= -R_{s4} + R_{15}^4 - m_4 g; \\
m_5 \ddot{z}_5 &= -R_{15}^1 - R_{15}^2 - R_{25}^1 - R_{25}^2 - R_{35}^1 - R_{35}^2 - R_{45}^1 - R_{45}^2 + R_{56}^1 + R_{56}^2 + R_{56}^3 + R_{56}^4 + R_{56}^5 + R_{56}^6 + R_{56}^7 + R_{56}^8 + \\
&+ R_{56}^9 + R_{56}^{10} + R_{57}^1 + R_{57}^2 + R_{57}^3 - m_5 g; \\
m_6 \ddot{z}_6 &= -R_{56}^1 - R_{56}^2 - R_{56}^3 - R_{56}^4 - R_{56}^5 - R_{56}^6 - R_{56}^7 - R_{56}^8 - R_{56}^9 - R_{56}^{10} - m_6 g; \\
m_7 \ddot{z}_7 &= -R_{57}^1 - R_{57}^2 - R_{57}^3 - m_7 g; \\
J_5^{nn} \ddot{\varphi}_5^{nn} &= R_{15}^1 \cdot s + R_{15}^2 \cdot s - R_{25}^1 \cdot s - R_{25}^2 \cdot s + R_{35}^1 \cdot r + R_{35}^2 \cdot r - R_{45}^1 \cdot r - R_{45}^2 \cdot r - R_{56}^1 \cdot n + R_{56}^2 \cdot n - \\
&R_{56}^3 \cdot m + R_{56}^4 \cdot m - R_{56}^5 \cdot l + R_{56}^6 \cdot l - R_{56}^7 \cdot k + R_{56}^8 \cdot k - R_{56}^9 \cdot j + R_{56}^{10} \cdot j - R_{57}^1 \cdot p + R_{57}^2 \cdot p + R_{57}^3 \cdot (x_{\partial \theta c}); \\
J_5^{np} \ddot{\varphi}_5^{np} &= R_{15}^1 \cdot b + R_{15}^2 \cdot (b - (v_1 + v_2)) + R_{25}^1 \cdot b + R_{25}^2 \cdot (b - (v_1 + v_2)) - R_{35}^1 \cdot (a - (u_1 + u_2)) - R_{35}^2 \cdot a - \\
&- R_{45}^1 \cdot (a - (u_1 + u_2)) - R_{45}^2 \cdot a - R_{56}^1 \cdot (f - x) - R_{56}^2 \cdot (f - x) - R_{56}^3 \cdot (e - x) - R_{56}^4 \cdot (e - x) + R_{56}^5 \cdot (x - t) + \\
&+ R_{56}^6 \cdot (x - t) + R_{56}^7 \cdot (x + d) + R_{56}^8 \cdot (x + d) + R_{56}^9 \cdot (x + c) + R_{56}^{10} \cdot (x + c) - R_{57}^1 \cdot (i - t) - R_{57}^2 \cdot (i - t) - R_{57}^3 \cdot (g - t); \\
J_6^{np} \ddot{\varphi}_6^{np} &= R_{56}^1 \cdot g + R_{56}^2 \cdot g + R_{56}^3 \cdot f + R_{56}^4 \cdot f + R_{56}^5 \cdot (x - t) + R_{56}^6 \cdot (x - t) - R_{56}^7 \cdot d - R_{56}^8 \cdot d - R_{56}^9 \cdot c - R_{56}^{10} \cdot c; \\
J_6^{nn} \ddot{\varphi}_6^{nn} &= -R_{56}^1 \cdot n + R_{56}^2 \cdot n - R_{56}^3 \cdot m + R_{56}^4 \cdot m - R_{56}^5 \cdot l + R_{56}^6 \cdot l - R_{56}^7 \cdot k + R_{56}^8 \cdot k - R_{56}^9 \cdot j + R_{56}^{10} \cdot j; \\
J_7^{nn} \ddot{\varphi}_7^{nn} &= (R_{57}^1 \cdot p - R_{57}^2 \cdot p + R_{57}^3 \cdot (x_{\partial \theta c})) - M_{\partial \theta}; \\
J_{\partial \theta} \ddot{\varphi}_{\partial \theta} &= M_{\partial \theta} - R_{57}^1 \cdot p - R_{57}^2 \cdot p + R_{57}^3 \cdot (x_{\partial \theta c}) + C_{\partial \theta - mp} (\varphi_{mp} - \varphi_{\partial \theta}) - k_{\partial \theta} \dot{\varphi}_{\partial \theta}; \\
J_{mp} \ddot{\varphi}_{mp} &= C_{mp - 3M} (\varphi_{3M} - \varphi_{mp}) - C_{\partial \theta - mp} (\varphi_{mp} - \varphi_{\partial \theta}) - k_{mp} \dot{\varphi}_{mp}; \\
J_{3M} \ddot{\varphi}_{3M} &= C_{3M - K1} (\varphi_{K1} - \varphi_{3M}) + C_{3M - K2} (\varphi_{K2} - \varphi_{3M}) - C_{mp - 3M} (\varphi_{3M} - \varphi_{mp}) - k_{3M} \dot{\varphi}_{3M}; \\
J_{K1} \ddot{\varphi}_{K1} &= C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K1} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - C_{3M - K1} (\varphi_{K1} - \varphi_{3M}) - k_{K1} \dot{\varphi}_{K1}; \\
J_{K2} \ddot{\varphi}_{K2} &= C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K2} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - C_{3M - K2} (\varphi_{K2} - \varphi_{3M}) - k_{K2} \dot{\varphi}_{K2}; \\
J_{\partial \theta}^{nocm} \ddot{\varphi}_{\partial \theta}^{nocm} &= M_{\Sigma_{\partial \theta}} - C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K1} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K2} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - k_{\partial \theta}^{nocm} \dot{\varphi}_{\partial \theta}^{nocm}.
\end{aligned}$$

Дифференциальные уравнения математической модели дополняют нижеприведенные урав-

нения реакций, возникающих в точках крепления упругих элементов.

$$\begin{aligned}
R_{s1} &= [c_{s1} (z_1 - f_1(t)) + k_{s1} (\dot{z}_1 - \dot{f}_1(t))]; \\
R_{s2} &= [c_{s2} (z_2 - f_2(t)) + k_{s2} (\dot{z}_2 - \dot{f}_2(t))]; \\
R_{s3} &= [c_{s3} (z_3 - f_3(t)) + k_{s3} (\dot{z}_3 - \dot{f}_3(t))]; \\
R_{s4} &= [c_{s4} (z_4 - f_4(t)) + k_{s4} (\dot{z}_4 - \dot{f}_4(t))]; \\
R_{15}^1 &= [c_{15} (z_{51}^1 - z_1) + k_{15} (\dot{z}_{51}^1 - \dot{z}_1)] \cdot (v_2 / (v_1 + v_2)); \\
R_{15}^2 &= [c_{15} (z_{51}^2 - z_1) + k_{15} (\dot{z}_{51}^2 - \dot{z}_1)] \cdot (v_1 / (v_1 + v_2)); \\
R_{25}^1 &= [c_{25} (z_{52}^1 - z_2) + k_{25} (\dot{z}_{52}^1 - \dot{z}_2)] \cdot (v_2 / (v_1 + v_2)); \\
R_{25}^2 &= [c_{25} (z_{52}^2 - z_2) + k_{25} (\dot{z}_{52}^2 - \dot{z}_2)] \cdot (v_1 / (v_1 + v_2)); \\
R_{35}^1 &= [c_{35} (z_{53}^1 - z_3) + k_{35} (\dot{z}_{53}^1 - \dot{z}_3)] \cdot (u_2 / (u_1 + u_2)); \\
R_{35}^2 &= [c_{35} (z_{53}^2 - z_3) + k_{35} (\dot{z}_{53}^2 - \dot{z}_3)] \cdot (u_1 / (u_1 + u_2)); \\
R_{45}^1 &= [c_{45} (z_{54}^1 - z_4) + k_{45} (\dot{z}_{54}^1 - \dot{z}_4)] \cdot (u_2 / (u_1 + u_2)); \\
R_{45}^2 &= [c_{45} (z_{54}^2 - z_4) + k_{45} (\dot{z}_{54}^2 - \dot{z}_4)] \cdot (u_1 / (u_1 + u_2)); \\
R_{56}^1 &= [c_{56}^1 (z_{65}^1 - z_{56}^1) + k_{56}^1 (\dot{z}_{65}^1 - \dot{z}_{56}^1)]; \\
R_{56}^2 &= [c_{56}^2 (z_{65}^2 - z_{56}^2) + k_{56}^2 (\dot{z}_{65}^2 - \dot{z}_{56}^2)]; \\
R_{56}^3 &= [c_{56}^3 (z_{65}^3 - z_{56}^3) + k_{56}^3 (\dot{z}_{65}^3 - \dot{z}_{56}^3)]; \\
R_{56}^4 &= [c_{56}^4 (z_{65}^4 - z_{56}^4) + k_{56}^4 (\dot{z}_{65}^4 - \dot{z}_{56}^4)]; \\
R_{56}^5 &= [c_{56}^5 (z_{65}^5 - z_{56}^5) + k_{56}^5 (\dot{z}_{65}^5 - \dot{z}_{56}^5)]; \\
R_{56}^6 &= [c_{56}^6 (z_{65}^6 - z_{56}^6) + k_{56}^6 (\dot{z}_{65}^6 - \dot{z}_{56}^6)]; \\
R_{56}^7 &= [c_{56}^7 (z_{65}^7 - z_{56}^7) + k_{56}^7 (\dot{z}_{65}^7 - \dot{z}_{56}^7)]; \\
R_{56}^8 &= [c_{56}^8 (z_{65}^8 - z_{56}^8) + k_{56}^8 (\dot{z}_{65}^8 - \dot{z}_{56}^8)]; \\
R_{56}^9 &= [c_{56}^9 (z_{65}^9 - z_{56}^9) + k_{56}^9 (\dot{z}_{65}^9 - \dot{z}_{56}^9)]; \\
R_{56}^{10} &= [c_{56}^{10} (z_{65}^{10} - z_{56}^{10}) + k_{56}^{10} (\dot{z}_{65}^{10} - \dot{z}_{56}^{10})]; \\
R_{57}^1 &= [c_{57}^1 (z_{75}^1 - z_{57}^1) + k_{57}^1 (\dot{z}_{75}^1 - \dot{z}_{57}^1)]; \\
R_{57}^2 &= [c_{57}^2 (z_{75}^2 - z_{57}^2) + k_{57}^2 (\dot{z}_{75}^2 - \dot{z}_{57}^2)]; \\
R_{57}^3 &= [c_{57}^3 (z_{75}^3 - z_{57}^3) + k_{57}^3 (\dot{z}_{75}^3 - \dot{z}_{57}^3)];
\end{aligned}$$

Уравнения перемещений точек крепления упругих элементов и их связь с угловыми коле-

баниями инерционных масс модели описываются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} z_{51}^1 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot b - \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{51}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (b - (v_1 + v_2)) - \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{52}^1 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot b + \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{52}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (b - (v_1 + v_2)) + \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{53}^1 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (a - (u_1 + u_2)) - \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{53}^2 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot a - \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{54}^1 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (a - (u_1 + u_2)) + \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{54}^2 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot a + \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{56}^1 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (f - x) - \varphi_5^{nn} \cdot n; \\ z_{56}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (f - x) + \varphi_5^{nn} \cdot n; \\ z_{56}^3 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (e - x) - \varphi_5^{nn} \cdot m; \\ z_{56}^4 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (e - x) + \varphi_5^{nn} \cdot m; \\ z_{56}^5 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x - t) - \varphi_5^{nn} \cdot l; \\ z_{56}^6 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x - t) + \varphi_5^{nn} \cdot l; \\ z_{56}^7 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + d) - \varphi_5^{nn} \cdot k; \\ z_{56}^8 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + d) + \varphi_5^{nn} \cdot k. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z_{56}^9 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + c) - \varphi_5^{nn} \cdot j; \\ z_{56}^{10} &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + c) + \varphi_5^{nn} \cdot j; \\ z_{57}^1 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (i - x) - \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{57}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (i - x) + \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{65}^1 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot g - \varphi_6^{nn} \cdot n; \\ z_{65}^2 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot g + \varphi_6^{nn} \cdot n; \\ z_{65}^3 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot f - \varphi_6^{nn} \cdot m; \\ z_{65}^4 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot f + \varphi_6^{nn} \cdot m; \\ z_{65}^5 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot (x - t) - \varphi_6^{nn} \cdot l; \\ z_{65}^6 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot (x - t) + \varphi_6^{nn} \cdot l; \\ z_{65}^7 &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot d - \varphi_6^{nn} \cdot k; \\ z_{65}^8 &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot d + \varphi_6^{nn} \cdot k; \\ z_{65}^9 &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot c - \varphi_6^{nn} \cdot j; \\ z_{65}^{10} &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot c + \varphi_6^{nn} \cdot j; \\ z_{75}^1 &= z_7 - \varphi_7^{nn} \cdot s; \\ z_{75}^2 &= z_7 + \varphi_7^{nn} \cdot s; \end{aligned}$$

Заключение

Разработаны динамическая и математическая модели специального микроавтобуса для его использования в качестве автомобиля скорой медицинской помощи. Обобщенная динамическая модель объединяет в себе модель для исследования вертикальных и угловых колебаний кузова автомобиля и крутильно-колебательную модель трансмиссии. На ее основе возможно выполнение расчетных исследований:

– вертикальных, поперечно- и продольно угловых колебаний кузова при комплексном воздействии возмущений со стороны ходовой части, двигателя и трансмиссии во время транспортировки пациентов, в том числе при переменных режимах движения – разгон, торможение, поворот;

– эффективности работы виброизоляторов кузова с целью совершенствования системы виброзащиты салона;

– влияния конструктивных особенностей кузова и устройства его крепления к раме с целью снижения уровня вибронагруженности салона.

Результаты исследований позволяют выработать рекомендации для внесения изменений

в конструкцию кузова микроавтобуса и устройства его крепления к раме для создания комфортных условий транспортировки пациентов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрации в конструкциях автомобилей скорой медицинской помощи / Е. С. Удиванов, М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, А. И. Искалиев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2022. – № 2 (39). – С. 45–50.
2. Евсеева, А. В. Конструктивные мероприятия по совершенствованию виброзащиты салона микроавтобусов скорой помощи / А. В. Евсеева // XXIX Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области (г. Волгоград, 16 сентября – 15 ноября 2024 г.): сб. материалов конф. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2024. – С. 59.
3. Газель NEXT Скорая помощь. – Режим доступа: URL: <https://www.yarkamp.ru/catalog/gazel-next-skoraja-pomoshh.htm>. (дата обращения: 20.12.2024 г.).
4. Степанов, Е. В. Снижение вибронагруженности коммерческих автомобилей за счет применения упруго-демпфирующих устройств подвески на основе эластомерных материалов: специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Е. В. Степанов; Нижегородский Государственный Технический Университет им. Р. Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2021. – 158 с.

УДК 629.4.023.16

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-71-77

*Е. В. Клементьев, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, Н. С. Соколов-Добрев
Е. С. Удиванов, А. В. Евсеева, Н. М. Лазаренков*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УСТРОЙСТВА КРЕПЛЕНИЯ КУЗОВА К РАМЕ АВТОМОБИЛЯ СКОРОЙ МЕДИЦИНСКОЙ ПОМОЩИ

Волгоградский государственный технический университет

e-eevgenii@mail.ru, shehovtsov@vstu.ru, paulflinx@gmail.com, koluchiy-79@mail.ru,

evgen-iy@mail.ru, evseeva_apollinariya@mail.ru, nikita86region@gmail.com

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

В статье показана необходимость совершенствования устройства крепления кузова специального микроавтобуса к раме. Необходимость продиктована тем, что штатное устройство, состоящее из однотипных упругих опор, имеющих одинаковые характеристики жесткости в продольном и поперечном направлениях относительно осей кузова, не может в достаточной степени обеспечивать защиту салона микроавтобуса от действия инерционных нагрузок в переходных режимах движения – во время торможений и поворотов. На этих режимах движения наблюдаются существенные отличия усилий, воспринимаемые опорами в продольном и поперечном направлениях. Авторами предложено техническое решение упругой опоры кузова микроавтобуса, имеющей разную жесткость в продольном и поперечном направлении. Опора включает в себя две одинаковые установленные навстречу друг другу резиновые подушки в форме овального усеченного конуса, у которого продольный и поперечный диаметры овалов соотносятся в пропорции 2:1. В реальной конструкции такие опоры позволяют снизить нагруженность салона от динамических инерционных нагрузок при переменных режимах движения, тем самым обеспечат лучшую защиту медперсонала, больного, сопровождающего лица и медоборудования во время доставки больного.

Ключевые слова: крепление кузова к раме, инерционные нагрузки, защита салона микроавтобуса, упругая опора

*E. V. Klementev, V. V. Shekhovtsov, P. V. Potapov, N. S. Sokolov-Dobrev
E. S. Udivanov, A. V. Evseeva, N. M. Lazarenkov*

IMPROVEMENT THE BODY MOUNT DEVICE TO THE FRAME OF AMBULANCE VAN

Volgograd State Technical University

This article shows necessity of improvement of the body mount device to the frame of special vehicle. It is caused by the structure of the standard body mounts system which includes similar elastic mounts. Every mount has equal stiffness characteristics in both longitudinal and lateral directions. Thus, such body mount device can't provide enough protection for the van body during braking and turns. These driving regimes generate sufficiently different forces acting on mounts in longitudinal and lateral directions. Authors proposed the technical solution of an elastic mount for a van body. The body mount has different stiffness in longitudinal and lateral directions. It includes two identical truncated conical form rubber bushings with elliptical cross-section. Longitudinal diameter of ellipse is two times greater than lateral. In the real structure this type of mounts provide decreased loading of the van cabin from dynamic inertial loads during various driving regimes and better protection of medical staff, patient, accompanying person and medical equipment during patient transportation.

Keywords: body mount to frame, inertial loads, van cabin protection, elastic mount

Введение

Автопроизводителями России серийно не выпускаются специально спроектированные машины для использования в качестве микроавтобусов скорой медицинской помощи. До настоящего времени парки автомобилей подразделений скорой медицинской помощи комплектуются микроавтобусами, изначально предназначенными для использования в качестве

маршрутных такси. При этом их салон оснащается необходимым оборудованием для размещения медицинских приборов и инструментов, сидений для медперсонала, приемным устройством для носилок и кушеткой для лежащего больного. Тем временем к конструкциям такого рода микроавтобусов должны применяться специальные требования, касающиеся безопасности перевозки больных и обеспечения работоспо-

способности медицинского оборудования. В первую очередь они касаются обеспечения необходимого уровня защиты салона от периодических динамических нагрузок во время движения. В ряде публикаций показано [1; 2], что при транспортировке больных даже в городских условиях повышенная нагруженность салона от динамических нагрузок во время переходных режимов движения (разгон, торможение, поворот) оказывает негативное влияние на самочувствие больного и вызывает нарушения функционирования медицинских приборов. При транспортировке больных из пригородных или сельских районов эта нагруженность еще более высокая, в особенности при перемещении по грунтовым дорогам. Поэтому актуальной является разработка конструктивных мероприятий, направленных на снижение этой нагруженности.

1. Конструкция устройства крепления кузова микроавтобуса к раме

Динамическая нагруженность салона специального микроавтобуса формируется в результате совместного действия динамических нагрузок, воздействующих на раму от установленных на ней агрегатов двигателя, трансмиссии и передаваемых через подвеску воздействий от ходовой системы при движении по неровностям опорной поверхности. К этим воздействиям добавляются динамические нагрузки, возникающие при переменных режимах движения. Этот комплекс динамических нагрузок передается кузову автомобиля, связанному с рамой при помощи устройства крепления.

Устройство крепления кузова к раме штатного микроавтобуса отечественного производства включает в себя от восьми до двенадцати (для разных микроавтобусов) упругих опор (рис. 1), типовая конструкция которых представлена на рис. 2.

Форма резиновой подушки упругой опоры представлена на рис. 3. Ее верхняя часть выполнена в виде усеченного конуса, средняя часть цилиндрическая, охватываемая кольцом кронштейна опоры (рис. 2), а нижняя часть имеет форму, близкую к форме перевернутого усеченного конуса с закругленными боковыми поверхностями. На рис. 4 представлена резиновая подушка в сборе с шайбой и болтом крепления.

2. Усилия, нагружающие опоры на переходных режимах движения

2.1. Продольно направленные усилия

Определение усилий в упругих опорах кузова на переходных режимах движения выполнено на примере микроавтобуса ГАЗ-А31Р32.

В состав типового оснащения салона медицинского варианта микроавтобуса (рис. 5 и 6) входит следующее оборудование [4]:

- передний шкаф-стеллаж по левому борту для размещения медицинских упаковок;
- задний шкаф-стеллаж по левому борту с интегрированным сейфом;
- столешница с интегрированным умывальником;
- шкаф в задней части салона по левому борту для кислородного баллона;
- антресоль с индивидуальной подсветкой;
- стеллаж в передней части салона для размещения походного кофра с инструментами и препаратами;
- поворотное кресло-сиденье в головной части носилок;
- сиденье для медицинских работников справа от носилок;
- скамья-рундук с откидывающейся подушкой;
- приемное устройство для носилок;
- носилки-кушетка для лежачего больного;
- медицинские приборы и оборудование, размещенные на стеллажах.

В состав медперсонала медицинского микроавтобуса обычно входят врач и фельдшер либо медицинская сестра. Во время транспортировки больного врач обычно размещается в кабине. По разрешению врача в салоне разрешается присутствие сопровождающего лица. Таким образом, вместе с больным в салоне размещается три человека.

В соответствии с экспериментальными данными полная масса снаряженного автомобиля вместе с размещенным в салоне перечисленным оборудованием составляет 3170 кг [2]. Если принять среднюю массу водителя, одного члена медперсонала (обычно два человека), больного и сопровождающего по 80 кг, то полная масса составит 3570 кг. Масса шасси аналогичного автомобиля составляет 1500 кг, следовательно, масса кузова исследуемого микроавтобуса составит 2070 кг [3].

На установившихся режимах движения автомобиля при практически постоянной скорости величина динамической составляющей нагрузок, воздействующих на упругие опоры кузова в продольном и поперечном направлениях, колеблется в незначительных пределах. Существенно большие нагрузки опоры испытывают на переходных режимах движения (разгон, торможение), а также при движении в режиме поворота и при боковых кренах.

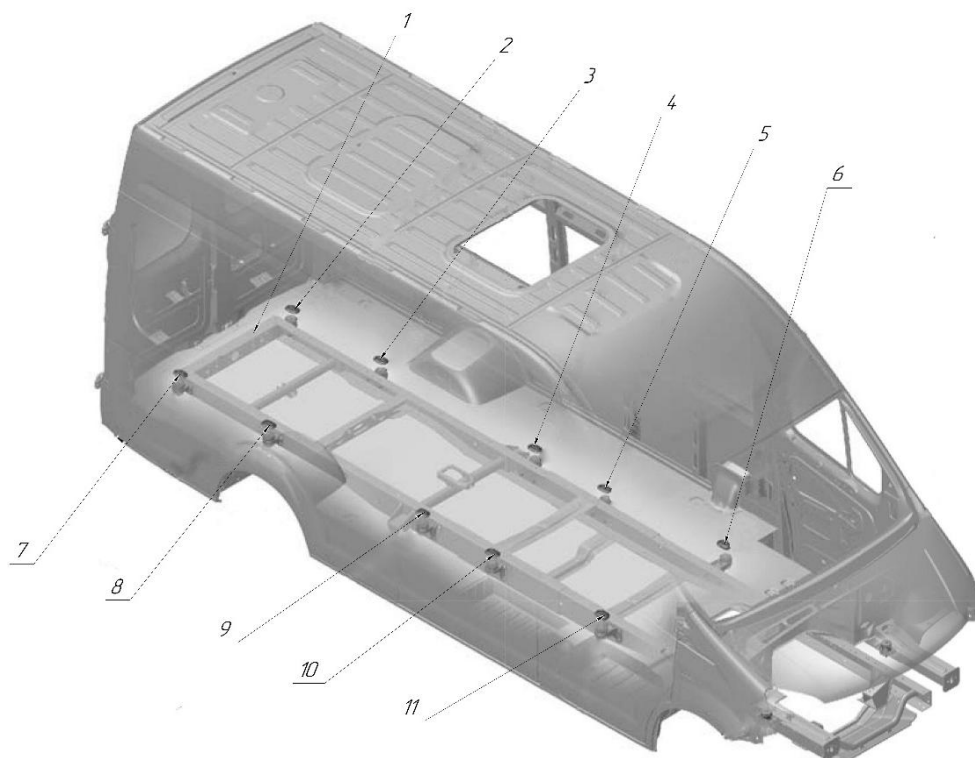


Рис. 1. Схема размещения опор кузова микроавтобуса



Рис. 2. Конструкция упругой опоры крепления кузова к раме



Рис. 3. Форма резиновой подушки опоры



Рис. 4. Подушка в сборе с шайбой и болтом крепления

Динамические продольные нагрузки, возникающие при разгоне и торможении, можно определить по формуле

$$P_{\text{прод}} = m \cdot a, \quad (1)$$

где m – масса кузова в сборе, оборудования салона, медперсонала, больного и сопровождающего лица, в нашем случае это 1500 кг; a – ускорение или замедление, действующее на транспортное средство при движении.

Величина a зависит от режима торможения и разгона, при этом большие его значения возникают при торможении, особенно экстренном.

В соответствии с техническими характеристиками микроавтобусов семейства Газель Next, максимальное ускорение при разгоне не должно превышать 2 м/с^2 , а при торможении максимальное установившееся замедление регламентировано ГОСТ Р 51709-2001 и составляет 5 м/с^2 .

2.2. Поперечно направленные усилия

Во время движения поперечно направленные динамические усилия, действующие на упругие опоры, возникают при поворотах автомобиля на разных скоростях движения с разными радиусами поворота.

Известно, что во время совершения поворотов поперечные нагрузки, действующие на каждую упругую опору, строго говоря, не будут одинаковыми и будут отличаться в зависимости от того, расположена ли опора в передней или задней части кузова, а также от того, в какую сторону будет совершаться поворот машины, на какой скорости и с каким радиусом. Поэтому в первом приближении можно принять, что кузов является твердым телом, а центробежные усилия, возникающие при повороте, приложены к его центру тяжести, при этом воздействие центробежной силы на каждую опору одинаково. В таком случае кузов от действия центробежной силы будет стремиться смещаться по направлению от центра поворота, резиновые подушки упругих опор борта машины, находящегося ближе к центру поворота, будут испытывать растягивающие поперечные нагрузки, а резиновые подушки упругих опор противоположного борта – сжимающие. Величину боковой (центробежной) силы можно определить по следующей формуле:

$$P_{\text{поп}} = m \cdot V^2 / R, \quad (3)$$

где $P_{\text{поп}}$ – поперечное усилие, Н; V – скорость движения, м/с; R – радиус поворота, м.

Максимальные значения боковой силы ограничены условиями поперечной устойчивости микроавтобуса и не должны превышать $m \cdot g \cdot \varphi$, где φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью. Значение φ для шин микроавтобусов обычно не превышает 0,8. При этом значение динамической нагрузки на конкретную упругую опору будет зависеть от компоновочных размеров, габаритов и массово-инерционных характеристик микроавтобуса.

3. Разработка и расчетные исследования модели микроавтобуса

Задачей настоящей статьи является выявление разницы в динамических усилиях, действующих на упругие опоры в продольном и поперечном направлениях на переходных режимах движения.

Для этого в программном пакете «Универсальный механизм» создана расчетная модель микроавтобуса (рис. 5). Она включает в себя две массы: шасси (рама, двигатель и трансмиссия, движитель) и кузов. Массово-инерционные характеристики соответствуют микроавтобусу Газель Next с расположением опор в соответствии с рис. 1.

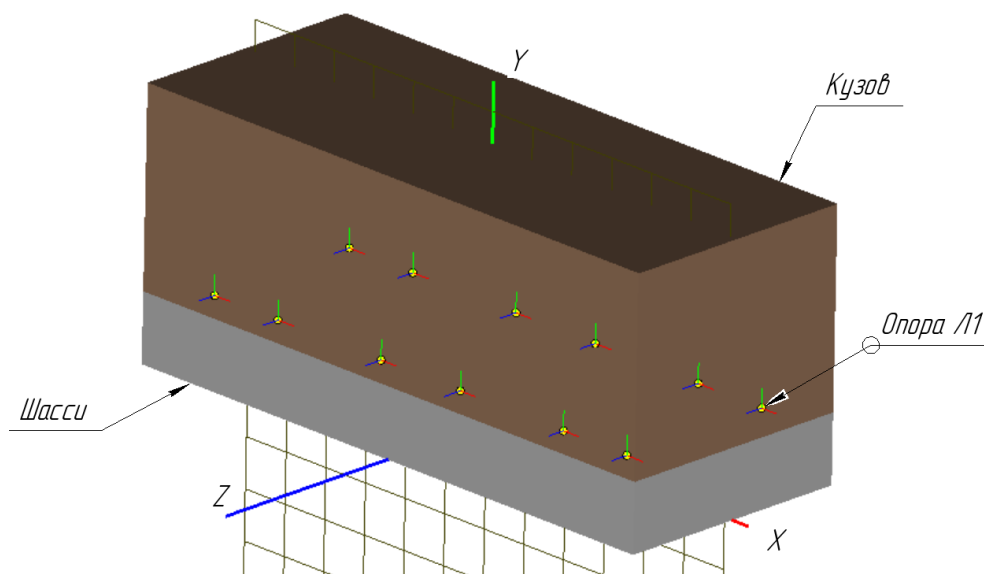


Рис. 5. Расчетная схема модели

Расположение опоры Л1 (первая левая) соответствует передней части машины, продольная ось направлена вдоль оси X, поперечная – вдоль Z.

Рассматривалось два случая: действия тормозного ускорения (вдоль оси X) с ускорения-

ми 1,5 м/с², 3 м/с², и 4,5 м/с², а также поперечного ускорения (вдоль оси Z) с аналогичными значениями ускорений. Такие ускорения возникают в эксплуатации при поворотах с радиусами 150, 100 и 50 м.

Результаты расчетов приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Эквивалентные динамические нагрузки на опорах при торможении

№ опоры	Ускорение, м/с ²			
	1,5	3	4,5	Статика
	Сила, Н			
П1	1619,3	1741,6	1893,3	1533,5
Л1	1619,3	1741,6	1893,3	1533,5
П2	1647,2	1749,4	1882,5	1581,8
Л2	1647,2	1749,4	1882,5	1581,8
П3	1692,6	1762,1	1864,9	1660,4
Л3	1692,6	1762,1	1864,9	1660,4
П4	1727,5	1771,9	1851,4	1720,8
Л4	1727,5	1771,9	1851,4	1720,8
П5	1772,9	1784,7	1833,9	1799,3
Л5	1772,9	1784,7	1833,9	1799,3
П6	1800,8	1792,5	1823,1	1847,6
Л6	1800,8	1792,5	1823,1	1954,8

Таблица 2

Эквивалентные динамические нагрузки на опорах при повороте

№ опоры	Ускорение, м/с ²			
	1,5	3	4,5	Статика
	Сила, Н			
П1	1591,1	1682,7	1803,1	1533,5
Л1	1513,8	1533,4	1590,8	1533,5
П2	1639,6	1731,7	1853,1	1581,8
Л2	1562,2	1582,3	1640,4	1581,8
П3	1718,4	1811,4	1934,4	1660,4
Л3	1641,0	1661,7	1721,0	1660,4
П4	1779,1	1872,8	1996,9	1720,8
Л4	1701,6	1722,9	1783,1	1720,8
П5	1857,9	1952,5	2078,3	1799,3
Л5	1780,4	1802,4	1863,9	1799,3
П6	1906,4	2001,6	2128,4	1847,6
Л6	1828,9	1851,4	1913,7	1847,6

4. Предложение по совершенствованию конструкции упругих опор

По данным, приведенным в табл. 1 и 2, можно сделать вывод о том, что максимальные усилия, воспринимаемые опорами при повороте, в ряде случаев больше, чем при торможении, на 17 %. Это объясняется тем, что при торможении и при поворотах нагружается одновременно разное количество опор, при этом если на опоры при торможении действует нагрузка одного направления, то на опоры при повороте – раз-

ного направления, и резиновые подушки части опор работают на сжатие, а другой части – на растяжение.

На опорах борта, находящегося снаружи поворота (кроме 1 и 2), усилие при повороте превышает усилие при торможении, например: на опоре П6 при ускорении 4,5 м/с² суммарное усилие составляет: в режиме торможения – 1823 Н, в режиме поворота – 2128,4 Н, то есть разница 16,7 %. При ускорении 3 м/с² соответственно – 1792,5 Н и 2001,6 Н, разница 11,6 %.

При этом противоположные опоры разгружаются при повороте, и усилия на них становятся меньше усилий при торможении, причем эта разница может достигать 5 %.

Указанные соотношения между реакциями на опорах в разных режимах будут меняться при изменении положения центра тяжести транспортного средства, например, когда медперсонал находится в салоне.

Для снижения динамической нагруженности салона микроавтобуса служат резиновые подушки опор крепления кузова к раме. В соответствии с приведенными выше результатами расчетов, для восприятия и снижения существенно разных по величине продольных и поперечных усилий упругие опоры крепления кузова к раме должны обладать разными упруго-демпфирующими свойствами в продольном и поперечном направлении. Тем временем в штатной конструкции упругих опор эти свойства одинаковы, так как нагружается и продольными,

и поперечными усилиями одинаковый объем материала резиновой подушки.

Для решения этой проблемы предложена конструкция упругой опоры, имеющая неодинаковую жесткость в продольном и поперечном направлении. Пространственное поперечное сечение опоры приведено на рис. 6.

В предложенной конструкции разные значения поперечной и продольной жесткостей достигаются использованием двух одинаковых, установленных навстречу друг другу, резиновых подушек в форме овального усеченного конуса (рис. 6), при этом принято, что продольный и поперечный диаметры овалов конусов соотносятся в пропорции 2:1.

Для определения величины жесткости предложенной конструкции опоры в продольном и поперечном направлениях создана ее расчетная модель в среде Solidworks Simulation и методом конечных элементов выполнено расчетное исследование характера деформации резины верхней и нижней подушек при наклоне верхней головки болта крепления при действии инерционных усилий со стороны кузова, возникающих при торможении и повороте.

Материал подушек – резина с твердостью по Шору 65, модель Mooney-Rivlin [5]. При расчетах подушка нагружалась продольной (вдоль продольного диаметра овала) и поперечной (вдоль поперечного диаметра овала) силами, при этом сила действовала только на верхнюю головку болта (определялась жесткость при деформации сдвига) или на обе головки одновременно (определялась жесткость при деформации сдвига с кручением).

Примеры эпюр деформаций приведены на рис. 7 и 8.

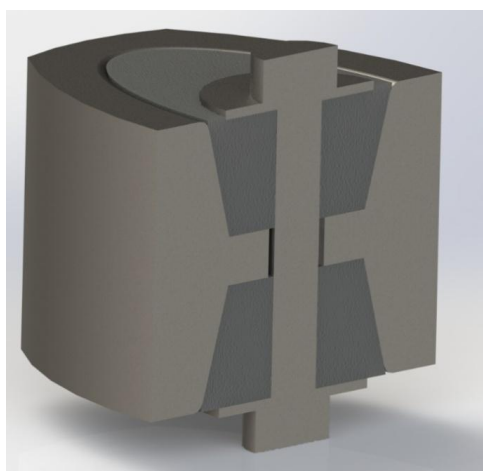


Рис. 6. Трехмерная модель опоры

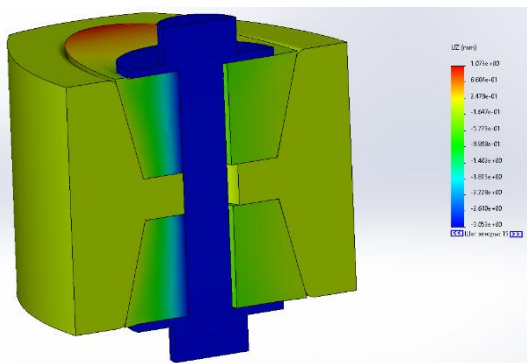


Рис. 7. Деформированная форма опоры при поперечном нагружении

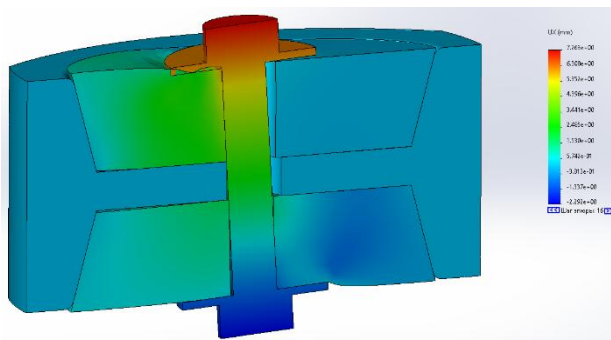


Рис. 8. Деформированная форма опоры при продольно-угловом нагружении

Полученные в результате расчетов значения жесткостей приведены в табл. 3. Значения продольно-угловой и поперечно-угловой жестко-

стей приняты эквивалентными, поскольку характер их изменения нелинеен.

Таблица 3

Расчетные значения жесткости предлагаемой опоры

Направление	Жесткость, Н/мм
Продольная	460
Продольно-угловая	210
Поперечная	616
Поперечно-угловая	260

По данным из табл. 3 можно сделать вывод о том, что жесткость предложенной конструкции опоры в поперечном направлении должна быть больше на 20–30 % жесткости в продольном направлении.

Таким образом, предлагаемая упругая опора обеспечивает возможность получения разных значений жесткости резиновых подушек в перпендикулярных направлениях. При монтаже ее необходимо сориентировать малым диаметром овала в направлении больших действующих усилий.

Выводы

1. При переходных режимах движения (разгон, торможение, поворот) упругие опоры крепления кузова микроавтобуса к раме испытывают разные по величине нагрузки в продольном и поперечном направлениях. Выполнены расчетные исследования величины и различия этих нагрузок при торможении и поворотах. Для снижения нагруженности салона микроавтобуса от инерционных нагрузок на этих режимах упругие опоры крепления кузова к раме должны обладать разными упруго-демпфирующими свойствами в продольном и поперечном направлении. Тем временем в штатных резиновых подушках опор продольные и поперечные усилия воспринимаются одинаковыми объемами резины.

2. Предложено техническое решение упругой опоры крепления кузова к раме, имеющей неодинаковую жесткость в продольном и поперечном направлении. Опора включает в себя две одинаковые, установленные навстречу друг другу, резиновые подушки в форме овального усеченного конуса, у которого продольный и поперечный диаметры овалов соотносятся в пропорции 2:1.

3. С использованием разработанной математической модели выполнено исследование ха-

рактера нагруженности подушек опор при действии продольных и поперечных нагрузок. Исследование показало, что жесткость опор в поперечном направлении должна быть больше 20–30 % жесткости в продольном направлении.

4. Применение предложенного технического решения упругих опор крепления кузова микроавтобуса к раме в реальной конструкции позволит снизить нагруженность салона от динамических инерционных нагрузок при переменных режимах движения, тем самым обеспечит лучшую защиту медперсонала, больного, сопровождающего лица и медоборудования во время доставки больного.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрации в конструкциях автомобилей скорой медицинской помощи / Е. С. Удиванов, М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, А. И. Искалиев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2022. – № 2 (39). – С. 45–50.
2. Евсеева, А. В. Конструктивные мероприятия по совершенствованию виброзащиты салона микроавтобусов скорой помощи / А. В. Евсеева // XXIX Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области (г. Волгоград, 16 сентября – 15 ноября 2024 г.): сб. материалов конф. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолГТУ [и др.]. – Волгоград, 2024. – С. 59.
3. Степанов, Е. В. Снижение вибронгруженности коммерческих автомобилей за счет применения упруго-демпфирующих устройств подвески на основе эластомерных материалов: специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Е. В. Степанов; Нижегородский Государственный Технический Университет им. Р. Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2021. – 158 с.
4. Газель NEXT Скорая помощь. – Режим доступа: URL: <https://www.yarkamp.ru/catalog/gazel-next-skoraia-pomosh.htm>. (Дата обращения: 20.12.2024 г.).
5. F. Lalo, M. Greco, Rubber bushing hyperelastic behavior based on shore hardness and uniaxial extension, Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, Curitiba, PR, Brazil, 2018, 1–10. DOI: <https://doi.org/10.26678/ABCM.COBEM2017.COB17-5280>.

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 2025 г. (научные издания). Поз. № 17ж. Дата выхода в свет 20.03.2025 г. Формат 60 × 84 1/8.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 9,3. Уч.-изд. л. 8,96.
Тираж 100 экз. Свободная цена. Заказ № 119.

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.

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

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.