

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

ТРУДЫ НГТУ

им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА

Журнал издается с 2010 года

№ 1 (144)

Нижний Новгород 2024

УДК 050(06)
ББК 9я54
Т 78

Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2024. № 1 (144). – 122 с.

Выходит 4 раза в год

Журнал включен ВАК при Минобрнауки России

в «Перечень рецензируемых научных изданий», в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук» по специальностям: 2.3.1 – Системный анализ, управление и обработка информации (технические науки, физико-математические науки); 2.3.8 – Информатика и информационные процессы (технические науки); 2.4.9 – Ядерные энергетические установки, топливный цикл, радиационная безопасность (технические науки); 2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки)

Главный редактор А.А. Куркин

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Члены редколлегии: Н.Ю. Бабанов, В.В. Беляков, В.А. Горбунов, С.М. Дмитриев, Н.Ю. Золотых, Г.О. Котиев, В.Н. Ланцов, М.А. Легчанов, В.С. Макаров, В.Р. Милов, Ю.И. Молев, В.Н. Наумов, П.В. Пакшин, Н.А. Прибатурин, Н.В. Старостин, А.С. Суркова, В.П. Хранилов, А.Е. Хробостов

В.И. Казакова (ответственный редактор)

А.В. Крылова (ответственный секретарь)

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Сергей Михайлович Дмитриев

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

ЧЛЕНЫ РЕДАКЦИОННОГО СОВЕТА

Пелиновский Дмитрий Ефимович

PhD, проф. математики, Университет Мак Мастер, Гамильтон, Онтарио, Канада

Палкович Ласло

Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия

Варлаки Петер

Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия

Виджай Кумар Чакка

PhD, проф., Университет Шив Надар, Индия

Ялчинер Ахмет

д., проф., METU, директор OERC, Турция

УЧРЕДИТЕЛЬ И ИЗДАТЕЛЬ:

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»
(603155, Нижегородская обл., г. Нижний Новгород, ул. Минина, д. 24)

Электронная версия журнала:
<https://www.nntu.ru/content/nauka/zhurnal-trudy-ngtu-im-r-e-alekseeva>

*Средство массовой информации
зарегистрировано Роскомнадзором:
ПИ № ФС 77-56417 от 11.12.2013*

УДК 050(06)
ББК 9я54

© Нижегородский государственный технический
университет им. Р.Е. Алексеева, 2024

MINISTRY OF SCIENCE EDUCATION AND OF THE RUSSIAN FEDERATION
FEDERAL STATE BUDGETARY EDUCATIONAL INSTITUTION
OF HIGHER EDUCATION
NIZHNY NOVGOROD STATE TECHNICAL UNIVERSITY
n.a. R.E. ALEKSEEV

TRANSACTIONS
of NNSTU n.a. R.E. ALEKSEEV

Published since 2010

№ 1 (144)

Nizhny Novgorod 2024

The journal is issued 4 times a year

The journal is included in HAC Ministry of Education and Science

in the «List of peer-reviewed scientific publications where must be published basic scientific results of dissertations on competition of a scientific degree of Candidate of Science, on competition of a scientific degree of Doctor of Science» in specialties: 2.3.1 – System analysis, management and information processing; 2.3.8 – Informatics and informational processes; 2.4.9 – Nuclear installations, fuel cycle, radiation safety; 2.5.11 – Ground transportation and technological facilities and complexes

Editor-in-Chief A.A. Kurkin

EDITORIAL BOARD

Members of Editorial Board: N.Yu. Babanov, V.V. Belyakov, V.A. Gorbunov, S.M. Dmitriev, V.P. Khranilov, A.Ye. Khrobostov, G.O. Kotiev, M.A. Legchanov, V.N. Lantsov, V.S. Makarov, V.R. Milov, V.N. Naumov, P.V. Pakshin, N.A. Pribaturin, N.V. Starostin, A.S. Surkova, N.Yu. Zolotykh

V.I. Kazakova (Executive Editor)
A.V. Krylova (Executive Secretary)

EDITORIAL COUNCIL

Chairman

S.M. Dmitriev
NNSTU Rector (Nizhny Novgorod, Russia)

Members of Editorial Council

Pelinovski Dmitri

PhD, Doctor of Mathematical Science, Professor
McMaster University (Ontario, Canada)

László Palkovics

The Széchenyi István University (Győr, Hungary)

Péter Várlaki

The Széchenyi István University (Győr, Hungary)

Vijay Kumar Chakka

PhD, Doctor of Philosophical Science, Professor
Shiv Nadar University (India)

Yalciner Akhmet

Professor, Head of Ocean Engineering Research Center
of Middle East Technical University (Turkey)

EDITOR AND PUBLISHER:

federal state budgetary educational institution of higher education
«Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev»

The certificate on registration of periodic printed editions:
ППИ № ФС 77-56417 11.12.2013

Electronic version of the journal:
<https://www.nntu.ru/content/nauka/zhurnal-trudy-gtu-im-r-e-alekseeva>

© Nizhny Novgorod State Technical University
n.a. R.E. Alekseev, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ	7
Никулин Е.А. Исследование механического удара с помощью символьного процессора MathCAD	7
Савкин А.Е., Шагалова П.А., Корелин О.Н. Исследование применения технологий компьютерного зрения для анализа биомедицинских изображений	16
Шамин Р.В., Горохова И.В., Фролагина Е.В. Стохастический анализ и моделирование экстремальных волн	24
ЯДЕРНАЯ ЭНЕРГЕТИКА И АТОМНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ	32
Горюнов О.В. Аналитический подход к оценке зоны поражения от летящих предметов на АЭС	32
Грибов А.В., Ершов Г.А., Лобазов А.С. Модернизация системы пассивного отвода тепла от парогенератора для проектов российских АЭС большой мощности	44
МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО	58
Букиров Р.Р., Репин С.В. Исследование оптимальных параметров пневмогидравлического амортизатора с выносной пневмокамерой для демпфирования колебаний в транспортно-технологических машинах	58
Ван Ч., Зузов В.Н., Солопов Д.Ю. Обоснование нагрузочных режимов испытаний на пассивную безопасность грузопассажирских автомобилей	70
Вольская Н.С., Басманов И.В. Метод имитации физических процессов в пятне контакта «колесо-грунт» с помощью штампов	83
Журкин М.М., Захаров А.Ю., Голубчик Т.В. Результаты практической реализации модульной конструкции электропривода третьей оси гибридного мотовездехода	98
Климов А.В. Исследование эффективности алгоритма управления ускорением и замедлением электробуса посредством педали хода	107
НАШИ АВТОРЫ	118

CONTENTS

COMPUTER SCIENCE AND MANAGEMENT IN TECHNICAL AND SOCIAL SYSTEMS	7
Nikulin E.A. Research of mechanical impact using MathCAD symbolic processor	7
Savkin A.E., Shagalova P.A., Korelin O.N. Research of application of computer vision technologies for biomedical image analysis	16
Shamin R.V., Gorokhova I.V., Frolagina E.V. Stochastic analysis and modeling of extreme waves	24
NUCLEAR POWER AND ATOMIC POWER ENGINEERING	32
Goryunov O.V. An analytical approach to assessment the affected area from flying objects at nuclear power plants	32
Gribov A.V., Ershov G.A., Lobazov A.S. Modernization of the passive heat removal system from steam generators for Russian design nuclear power plants of large capacity project	44
MECHANICAL AND TRANSPORT: THEORY, TECHNOLOGY, PRODUCTION	58
Bukirov R.R., Repin S.V. Study of optimal parameters of pneumohydraulic shock absorber with remote pneumatic chamber to damping oscillations in transport and technological machines	58
Wang Z., Zuzov V.N., Solopov D.Yu. Justification of load conditions of passive safety tests for cargo-passenger cars	70
Volskaya N.S. Basmanov I.V. Method for simulation physical processes in «wheel-soil» contact patch using stamps	83
Zhurkin M.M., Zakharov A.Yu., Golubchik T.V. Results of practical implementation of third axle electric drive with modular design for hybrid all-terrain vehicle	98
Klimov A.V. Study of effectiveness of control algorithm for acceleration and deceleration of electric bus using accelerator pedal	107
AUTHORS	118

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

УДК 53.072

EDN: AQHPLU

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО УДАРА С ПОМОЩЬЮ СИМВОЛЬНОГО ПРОЦЕССОРА MATHCAD

Е.А. Никулин

ORCID: 0000-0002-2520-681X e-mail: nea2nea@ya.ru

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Нижний Новгород, Россия

Представлено исследование физических аспектов столкновения двух тел, в результате которого впервые получены прямые зависимости скоростей отскока тел от коэффициента восстановления при нецентральной ударе и определены условия отсутствия отскока при абсолютно неупругом столкновении. Привлечение символьного процессора MathCAD 15 для вывода сложных формул позволило снизить трудоемкость процесса, избежать возможных ошибок ручного вывода и повысить достоверность полученных результатов.

Ключевые слова: удар, коэффициент восстановления, MathCAD, символьный процессор.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Никулин, Е.А. Исследование механического удара с помощью символьного процессора MathCAD // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 7-15. EDN: AQHPLU

RESEARCH OF MECHANICAL IMPACT USING MATHCAD SYMBOLIC PROCESSOR

Е.А. Nikulin

ORCID: 0000-0002-2520-681X e-mail: nea2nea@ya.ru

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

Abstract. The paper presents a study of the physical aspects of the collision of two bodies. The direct dependences of the rebound velocities on the coefficient of restitution for an off-center collision were obtained for the first time, and the conditions were determined under which there is no rebound in a perfectly inelastic collision. The MathCAD 15 symbolic processor for deriving complex formulas made it possible to simplify this time-consuming process, avoid possible manual derivation errors and increase the reliability of the results obtained.

Key words: collision, coefficient of restitution, MathCAD, symbolic processor.

FOR CITATION: Nikulin E.A. Research of mechanical impact using MathCAD symbolic processor. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 7-15. EDN: AQHPLU

Введение

Явление механического удара присутствует в любой компьютерной программе, моделирующей движение нескольких взаимодействующих объектов. В результате столкновений подвижные объекты изменяют свои скорости и траектории дальнейшего движения. Правильный расчет этих параметров, максимально близких к реалиям окружающего мира, является важнейшей задачей физического моделирования.

Изучение механического удара входит в программу курса физики для вузов [1-4], но редко доведено до полного исследования вопросов, связанных с понятием *коэффициента восстановления*, иногда ограничиваясь простейшими случаями центрального и абсолютно упругого удара [1]. Наиболее детальное исследование представлено в [5], где, однако, спутаны векторная и скалярная величины при вычислении проекции одного вектора на другой.

В настоящей работе выполнено полное исследование механического удара с помощью т.н. символьного процессора программы MathCAD, что позволило избежать ошибок ручного вывода. Программа MathCAD набирает популярность благодаря компактности записи формул, максимально близкой к естественному математическому языку, простоте построения всех видов графиков и способности к символьным вычислениям [6]. Результаты последних выводятся справа от знака символьного равенства « $\rightarrow$ ». При этом широко используются символьные операторы solve (решить), simplify (упростить), factor (разложить на множители) и блок решения системы уравнений, записанных между ключевым словом Given (дано) и встроенной функцией Find (найти).

Центральный удар

В качестве объектов исследования примем простейшие объемные тела – шары с массами $\{m_1, m_2\}$, радиусами $\{r_1, r_2\}$, векторами центров $\{c_1, c_2\}$ и скоростями в начале столкновения $\{v_1, v_2\}$ (рис. 1, а). Сначала изучим *центральный* (прямой) удар, при котором все скорости направлены по линии c_1c_2 , соединяющей центры шаров. Если одно из тел (допустим, второе) значительно массивнее другого, будем полагать его массу $m_2 = \infty$ (в MathCAD это не символ бесконечности, а встроенная переменная $\infty = 10^{307}$). Можно полагать это сверхмассивное тело как шаром, так и плоской стенкой (рис. 1, б) с вектором нормали N , параллельно которому направлены все скорости.

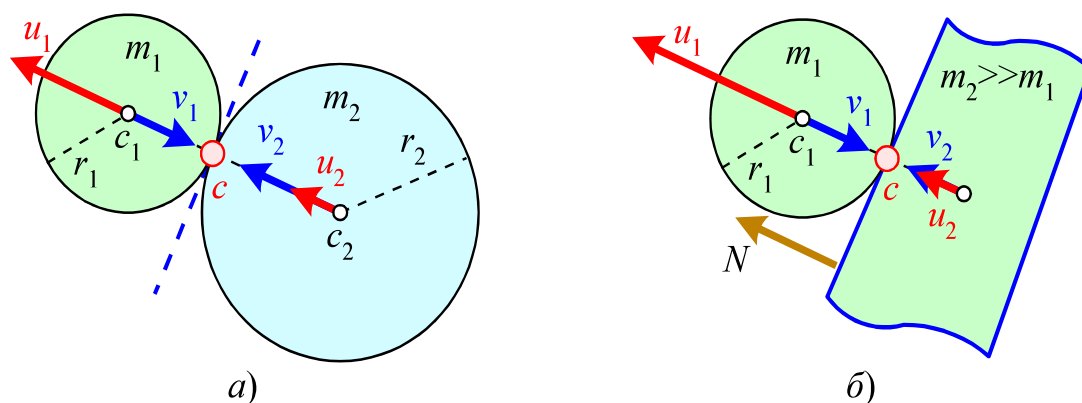


Рис. 1. Центральный удар

Fig. 1. Central collision

Требуется найти скорости $\{u_1, u_2\}$ отскока тел в конце ударного взаимодействия. При центральном ударе эти скорости также направлены параллельно вектору нормали к поверхностям в точке касания c . Во всех исследованиях различных типов ударов будем полагать бесконечно малой длительность контакта тел и отсутствие остаточных деформаций их формы. При абсолютно упругом (идеальном) ударе отсутствуют потери суммарных импульса и кинетической энергии. На основе этих двух законов сохранения в MathCAD символьно выводятся формулы конечных скоростей тел:

$$\begin{aligned}
 p &:= m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 & K &:= (m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2) \div 2 \\
 \text{Given } p &= m_1 \cdot u_1 + m_2 \cdot u_2 & K &= (m_1 \cdot u_1^2 + m_2 \cdot u_2^2) \div 2 \\
 \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} &:= \text{Find}(u_1, u_2)^{\langle 1 \rangle} \rightarrow \begin{pmatrix} \frac{m_1 \cdot v_1 - m_2 \cdot v_1 + 2 \cdot m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2} \\ \frac{2 \cdot m_1 \cdot v_1 - m_1 \cdot v_2 + m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2} \end{pmatrix}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Здесь и далее переменные p и K обозначают суммарные начальные импульс и кинетическую энергию двух тел. Результат символьного расчета:

$$u_1 = \frac{(m_1 - m_2)v_1 + 2m_2v_2}{m_1 + m_2}, \quad u_2 = \frac{(m_2 - m_1)v_2 + 2m_1v_1}{m_1 + m_2}$$

формируется в 1-ом столбце составной 2×2 -матрицы, возвращаемой функцией *Find* (неинтересный нам 0-ой столбец содержит скорости $\{u_1=v_1, u_2=v_2\}$ в отсутствие столкновения).

Способность символьного процессора MathCAD вычислять пределы позволяет легко получить частные случаи решения (1):

$$\lim_{m_1 \rightarrow m_2} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} v_2 \\ v_1 \end{pmatrix} \quad \lim_{m_2 \rightarrow \infty} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} 2 \cdot v_2 - v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} \quad \lim_{v_2 \rightarrow 0} \lim_{m_2 \rightarrow \infty} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \rightarrow \begin{pmatrix} -v_1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Все они очевидны из жизненного опыта и без вычислений пределов:

- тела с равными массами $m_1=m_2$ при лобовом ударе обмениваются скоростями $\{u_1=v_2, u_2=v_1\}$ (как в занимательной игрушке «Маятник Ньютона»);
- тело бесконечной массы $m_2=\infty$ после удара сохраняет свою скорость $u_2=v_2$ и отталкивает первое тело со скоростью $-v_1$, добавляя к ней удвоенную собственную скорость $2v_2$;
- если к тому же второе массивное тело неподвижно ($v_2=0$), то оно так и остается неподвижным, а первое тело отскакивает от него с противоположной скоростью $-v_1$.

Другая идеализация – *абсолютно неупругий удар*, при котором тела не отскакивают друг от друга, а как бы «слипаются» в общую массу m_1+m_2 , которая по закону сохранения суммарного импульса продолжает двигаться с общей скоростью u :

$$u := p = (m_1 + m_2) \cdot u \text{ solve, } u \rightarrow \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2} \tag{2}$$

При равных массах тел скорость движения «слипшегося» тела двойной массы равна среднему значению скоростей столкнувшихся тел $(v_1+v_2)/2$, а при ударе тела с массой m_1 о тяжелое тело с массой $m_2 \gg m_1$ последнее не изменяет скорости движения $u=v_2$, в том числе, остается неподвижным при $v_2=0$:

$$\lim_{m_1 \rightarrow m_2} u \text{ factor} \rightarrow \frac{v_1 + v_2}{2} \quad \lim_{m_2 \rightarrow \infty} u \rightarrow v_2 \quad \lim_{v_2 \rightarrow 0} \lim_{m_2 \rightarrow \infty} u \rightarrow 0$$

И если, в отличие от (1), скорость u в (2) выводится только из закона сохранения импульса, вполне логично ожидать невыполнения закона сохранения кинетической энергии, вычислив ее потерю от начала до конца центрального абсолютно неупругого удара:

$$K - (m_1 + m_2) \cdot u^2 \div 2 \text{ factor} \rightarrow \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot (v_1 - v_2)^2}{2 \cdot (m_1 + m_2)}$$

Эта разность пошла на увеличение внутренней энергии, деформацию и нагрев обоих

тел. В действительности при ударе часть внутренней энергии сжатия возвращается телам при отскоке, увеличивая разницу между конечными скоростями u_1 и u_2 . Количественно это частичное восстановление кинетической энергии тел после удара характеризуется *коэффициентом восстановления* (КВ) конечной разности скоростей $u_2 - u_1$ относительно начальной разности $v_2 - v_1$:

$$u_2 - u_1 = k_B (v_1 - v_2). \quad (3)$$

Отметим ошибочность предлагаемой в [4, 5] формулы $k_B = (u_2 - u_1) / (v_1 - v_2)$ из-за неопределенности операции деления векторов. В частном случае неподвижной стенки ($v_2 = u_2 = 0$) КВ связывает длины противоположно направленных векторов скоростей падения v_1 и отражения u_1 соотношением $u_1 = -k_B v_1$.

Экспериментально численное значение $k_B = \sqrt{h_{k+1} / h_k}$ определяется по отношению максимальных высот соседних отскоков упругого шара от горизонтального пола, измеряемых по нижнему краю шара. Для ваты $k_B = 0$, дерева $-1/2$, стали $-5/9$, слоновой кости $-8/9$, стекла $-15/16$. При столкновении тел из разных материалов логично брать минимальный из двух КВ. Ручной вывод зависимостей векторов скоростей $u_1(k_B)$ и $u_2(k_B)$ от КВ достаточно трудоемок, а символьный процессор MathCAD, исходя из закона сохранения суммарного импульса и уравнения (3), справляется с этим без затруднения:

$$\begin{aligned} \text{Given } p &= m_1 \cdot u_1 + m_2 \cdot u_2 \quad u_2 - u_1 = k_B \cdot (v_1 - v_2) \quad U := \text{Find}(u_1, u_2) \\ u_1(k_B) &:= U_0 \rightarrow \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 - k_B \cdot m_2 \cdot v_1 + k_B \cdot m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2} \\ u_2(k_B) &:= U_1 \rightarrow \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 + k_B \cdot m_1 \cdot v_1 - k_B \cdot m_1 \cdot v_2}{m_1 + m_2} \end{aligned} \quad (4)$$

Правильность вывода (4) подтверждается совпадением предельных случаев с приведенными выше свойствами абсолютно упругого ($k_B = 1$) и абсолютно неупругого ($k_B = 0$) ударов:

$$\begin{aligned} \lim_{m_1 \rightarrow m_2} \begin{pmatrix} u_1(1) \\ u_2(1) \end{pmatrix} \text{ simplify } &\rightarrow \begin{pmatrix} v_2 \\ v_1 \end{pmatrix} & \lim_{m_1 \rightarrow m_2} \begin{pmatrix} u_1(0) \\ u_2(0) \end{pmatrix} \text{ factor } &\rightarrow \begin{pmatrix} \frac{v_1 + v_2}{2} \\ \frac{v_1 + v_2}{2} \end{pmatrix} \\ \lim_{m_2 \rightarrow \infty} \begin{pmatrix} u_1(1) \\ u_2(1) \end{pmatrix} &\rightarrow \begin{pmatrix} 2 \cdot v_2 - v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} & \lim_{m_2 \rightarrow \infty} \begin{pmatrix} u_1(0) \\ u_2(0) \end{pmatrix} &\rightarrow \begin{pmatrix} v_2 \\ v_2 \end{pmatrix} \\ \lim_{v_2 \rightarrow 0} \lim_{m_2 \rightarrow \infty} \begin{pmatrix} u_1(1) \\ u_2(1) \end{pmatrix} &\rightarrow \begin{pmatrix} -v_1 \\ 0 \end{pmatrix} & \lim_{v_2 \rightarrow 0} \lim_{m_2 \rightarrow \infty} \begin{pmatrix} u_1(0) \\ u_2(0) \end{pmatrix} &\rightarrow 0 \end{aligned}$$

Нецентральный удар

Большинство столкновений тел происходит в произвольных направлениях скоростей $\{v_1, v_2\}$, и при их непараллельности с вектором нормали N в точке касания с удар является *нецентральным* (косым) (рис. 2).

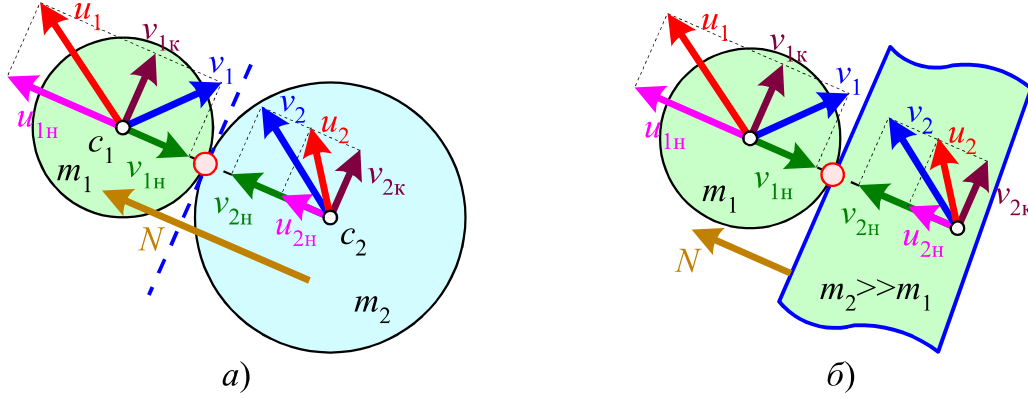


Рис. 2. Нецентральный удар

Fig. 2. Off-center collision

Поскольку в (3) коэффициент восстановления определен для векторов скоростей, параллельных вектору нормали N , то необходимо разложить векторы $\{v_1, v_2\}$ на суммы нормальных и тангенциальных (касательных) составляющих $\{v_{1n}, v_{2n}\}$ и $\{v_{1k}, v_{2k}\}$. Для этого определим в MathCAD векторные функции $pr(v, N)$ проекции вектора v на вектор N и $od(v, N)$ ортогонального дополнения (перпендикуляра) вектора v к вектору N [7]:

$$pr(v, N) := \frac{v \cdot N}{N \cdot N} N \quad od(v, N) := v - pr(v, N)$$

Здесь знак умножения « $\cdot$ » векторов означает их скалярное произведение. Еще раз отметим, что в [5] проекция вектора v на вектор N ошибочно вычисляется как *скаляр* $(v \cdot N) / (N \cdot N)$. Теперь можно записать следующие разложения для начальных $\{v_1, v_2\}$ и подлежащих нахождению конечных $\{u_1, u_2\}$ векторов скоростей:

$$v_{1n} = pr(v_1, N), \quad v_{1k} = od(v_1, N) = v_1 - v_{1n}, \quad v_{2n} = pr(v_2, N), \quad v_{2k} = od(v_2, N) = v_2 - v_{2n}. \quad (5)$$

Далее из выдвинутого выше допущения, что время контакта тел равно нулю, из-за чего равна нулю и работа направленных по касательной сил трения, примем важную идеализацию ударного процесса, заключающуюся в равенстве касательных составляющих скоростей:

$$v_{1k} = u_{1k}, \quad v_{2k} = u_{2k}. \quad (6)$$

Решая символично систему аналогичных (4) уравнений совместно с (6), получим сложные зависимости скоростей $\{u_1, u_2\}$ от коэффициента восстановления k_v и векторов v_{1n} и v_{2n} :

$$\begin{aligned} \text{Given} \quad & p = m_1 \cdot u_1 + m_2 \cdot u_2 \quad u_{2N} - u_{1N} = k_v \cdot (v_{1N} - v_{2N}) \\ & v_1 - v_{1N} = u_1 - u_{1N} \quad v_2 - v_{2N} = u_2 - u_{2N} \quad U := \text{Find}(u_1, u_2, u_{1N}, u_{2N}) \\ & u_1(k_v) := U_0 \text{ simplify} \rightarrow v_1 - \frac{m_2 \cdot v_{1N} - m_2 \cdot v_{2N} + k_v \cdot m_2 \cdot v_{1N} - k_v \cdot m_2 \cdot v_{2N}}{m_1 + m_2} \\ & u_2(k_v) := U_1 \text{ simplify} \rightarrow v_2 + \frac{m_1 \cdot v_{1N} - m_1 \cdot v_{2N} + k_v \cdot m_1 \cdot v_{1N} - k_v \cdot m_1 \cdot v_{2N}}{m_1 + m_2} \end{aligned} \quad (7)$$

Здесь доступны решения и для нормальных составляющих скоростей $\{v_{1n}, v_{2n}\}$:

$$\begin{aligned} u_{1N}(k_v) &:= U_2 \rightarrow \frac{m_1 \cdot v_{1N} + m_2 \cdot v_{2N} - k_v \cdot m_2 \cdot v_{1N} + k_v \cdot m_2 \cdot v_{2N}}{m_1 + m_2} \\ u_{2N}(k_v) &:= U_3 \rightarrow \frac{m_1 \cdot v_{1N} + m_2 \cdot v_{2N} + k_v \cdot m_1 \cdot v_{1N} - k_v \cdot m_1 \cdot v_{2N}}{m_1 + m_2} \end{aligned}$$

Дополнительно вручную упростив результаты решений (7), получим искомые скорости:

$$u_1(k_B) = v_1 - \frac{m_2(1+k_B)(v_{1H} - v_{2H})}{m_1 + m_2}, \quad u_2(k_B) = v_2 + \frac{m_1(1+k_B)(v_{1H} - v_{2H})}{m_1 + m_2}. \quad (8)$$

Во втором уравнении (7) используются нормальные, а значит, коллинеарные составляющие скоростей $\{v_1, v_2, u_1, u_2\}$, а не сами эти скорости, поскольку при косом ударе разностные векторы $v_1 - v_2$ и $u_2 - u_1$ не параллельны и не могут быть связаны скалярным коэффициентом k_B . Представляется необходимым опровергнуть расхожее утверждение [1-5], что при абсолютно неупругом ударе, т.е. при $k_B=0$, столкнувшиеся тела будто бы «слипаются» и дальше двигаются с равными скоростями $u_1=u_2$ как единое целое массой m_1+m_2 . Сделав пробное вычитание скоростей неупругих отскоков в (8):

$$u_2(0) - u_1(0) \text{ simplify } \rightarrow v_2 - v_1 + v_{1N} - v_{2N},$$

замечаем, что их равенство возможно только при равенстве $v_{1K} = v_{2K}$ касательных составляющих начальных скоростей $v_{1K} = v_1 - v_{1H}$ и $v_{2K} = v_2 - v_{2H}$. Ниже представлена программная иллюстрация этого весьма редкого случая.

Далее, вычислив символически два предела:

$$\lim_{m_2 \rightarrow \infty} u_1(k_B) \rightarrow v_1 - v_{1N} + v_{2N} - k_B \cdot v_{1N} + k_B \cdot v_{2N}$$

$$\lim_{v_{2N} \rightarrow 0} \lim_{m_2 \rightarrow \infty} u_1(k_B) \rightarrow v_1 - v_{1N} - k_B \cdot v_{1N}$$

получим полезные формулы расчета скоростей отскока шара массой m_1 от преграды массой $m_2 \gg m_1$, как движущейся не по касательной со скоростью $v_{2H} \neq 0$ (удар тяжелой теннисной ракеткой по легкому мячу), так и неподвижной с $v_2=0$ (отскок мяча от пола или стенки):

$$\lim_{m_2 \rightarrow \infty} u_1 = v_1 - (1+k_B)(v_{1H} - v_{2H}), \quad \lim_{\substack{m_2 \rightarrow \infty \\ v_2 \rightarrow 0}} u_1 = v_1 - (1+k_B)v_{1H}. \quad (9)$$

Работа второго предела в (9) при столкновении шара с неподвижной плоскостью представлена на рис. 3:

а) при абсолютно упругом ударе реализуется равенство углов падения и отражения, а при падении перпендикулярно плоскости ($v_{1K}=0$) шар отскакивает от нее противоположно со скоростью $u_1 = -v_1$;

б) при абсолютно неупругом ударе шар теряет нормальную составляющую вектора скорости и переходит в режим скольжения или качения по поверхности стенки в направлении касательной составляющей скорости v_{1K} . При перпендикулярном падении шар останавливается ($u_1=0$).

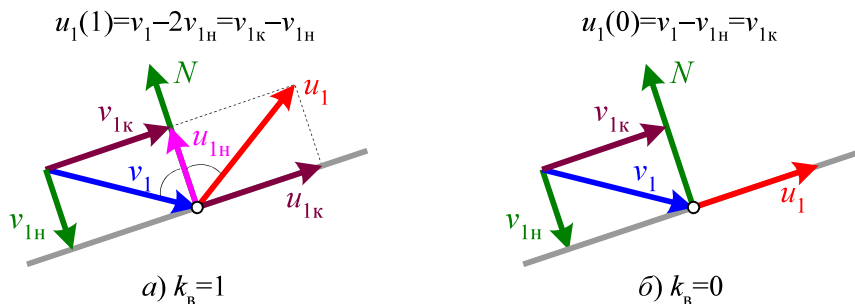


Рис. 3. Удары об стену

Fig. 3. Hitting the wall

Для получения аналогичных (1) формул прямых зависимостей конечных скоростей $\{u_1, u_2\}$ от начальных скоростей $\{v_1, v_2\}$ и исключения двойного расчета в (8) одинаковых фрагментов $(1+k_b)(pr(v_1, N) - pr(v_2, N))/(m_1 + m_2)$, сформируем окончательную функцию, вычисляющую скорости двух тел после их столкновения по двухшаговому алгоритму и возвращающую составной вектор $[u_1 \ u_2]$:

$$\text{удар}(m_1, m_2, v_1, v_2, N, k_b) := \begin{cases} w \leftarrow \frac{(1 + k_b) \cdot (v_1 - v_2) \cdot N}{(m_1 + m_2) \cdot N \cdot N} \cdot N \\ (v_1 - m_2 \cdot w \quad v_2 + m_1 \cdot w) \end{cases} \quad (10)$$

Испытаем эту функцию на примерах расчета ударов с разными исходными данными.

Программа и примеры

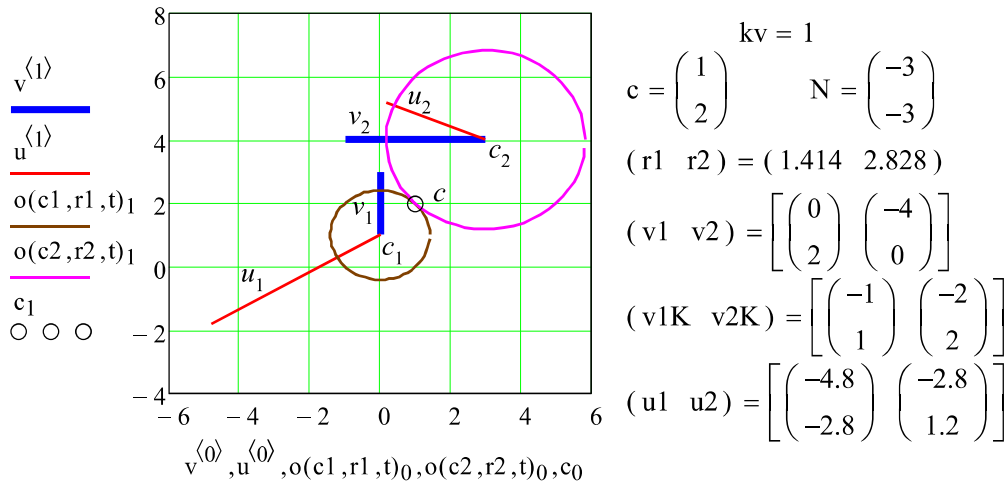
В приведенной ниже MathCAD-программе, работающей для наглядности в 2D-пространстве, вначале задаются исходные параметры двух окружностей (на желтом фоне):

- векторы положений центров $\{c_1, c_2\}$ и скоростей в начале удара $\{v_1, v_2\}$;
- массы $\{m_1, m_2\}$ и коэффициент восстановления k_b .

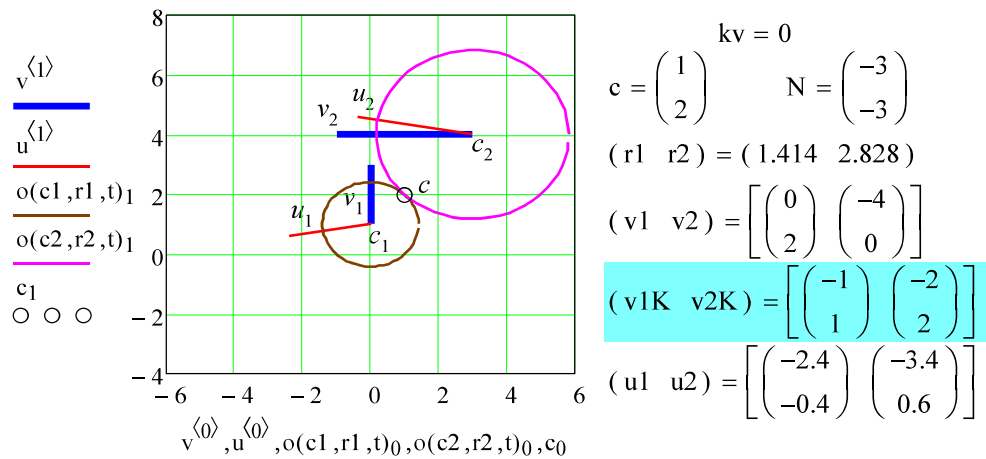
Далее вычисляются: вектор нормали к окружностям $N = c_1 - c_2$ в точке их касания, радиусы окружностей из условий $m_1/m_2 = r_1^2/r_2^2$ пропорциональности массы 2D-круга квадрату (при моделировании столкновений шаров в 3D-пространстве – кубу) его радиуса и $r_1 + r_2 = |N|$ равенства суммы радиусов расстоянию между центрами, после чего становится возможным найти координаты точки касания c из пропорции $|c - c_1|/|c_2 - c| = r_1/r_2$ как корень векторного уравнения $(c - c_1)r_2 = (c_2 - c)r_1$. Теперь все готово для обращения к функции $\text{удар}(m_1, m_2, v_1, v_2, N, k_b)$, возвращающей строчный составной вектор $[u_1 \ u_2]$ скоростей окружностей в конце удара. Для графической иллюстрации расположения обеих окружностей и направлений начальных и конечных векторов в момент удара определим векторную функцию $o(c, r, t) = c + r[\cos(t) \ \sin(t)]^T$ и две составные матрицы точек $v = [c_1 \ c_1 + v_1 \ \text{im} \ c_2 \ c_2 + v_2]$ и $u = [c_1 \ c_1 + u_1 \ \text{im} \ c_2 \ c_2 + u_2]$, где точка $\text{im} = [i \ i]^T$ с мнимыми координатами (i – мнимая единица) используется для запрета вывода на XY-графике соединительных отрезков между окружающими ее точками.

$$\begin{aligned} (c_1 \ c_2) &:= \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 3 \\ 4 \end{bmatrix} & (v_1 \ v_2) &:= \begin{bmatrix} 0 \\ 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -4 \\ 0 \end{bmatrix} & o(c, r, t) &:= c + r \cdot \begin{pmatrix} \cos(t) \\ \sin(t) \end{pmatrix} \\ (m_1 \ m_2 \ k_b) &:= (1 \ 4 \ 0) & N &:= c_1 - c_2 & t &:= 0, 0.1 \dots 2\pi \\ \text{Given} \quad \sqrt{m_1} \cdot r_2 &= \sqrt{m_2} \cdot r_1 & r_1 + r_2 &= |N| \\ \begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \end{pmatrix} &:= \text{Find}(r_1, r_2) \rightarrow \begin{pmatrix} \sqrt{2} \\ 2 \cdot \sqrt{2} \end{pmatrix} & c &:= \frac{c_1 \cdot r_2 + c_2 \cdot r_1}{r_1 + r_2} & \text{im} &:= \begin{pmatrix} i \\ i \end{pmatrix} \\ (u_1 \ u_2) &:= \text{удар}(m_1, m_2, v_1, v_2, N, k_b) & v_1K &:= \text{od}(v_1, N) & v_2K &:= \text{od}(v_2, N) \\ v &:= \text{augment}(c_1, c_1 + v_1, \text{im}, c_2, c_2 + v_2)^T & u &:= \text{augment}(c_1, c_1 + u_1, \text{im}, c_2, c_2 + u_2)^T \end{aligned}$$

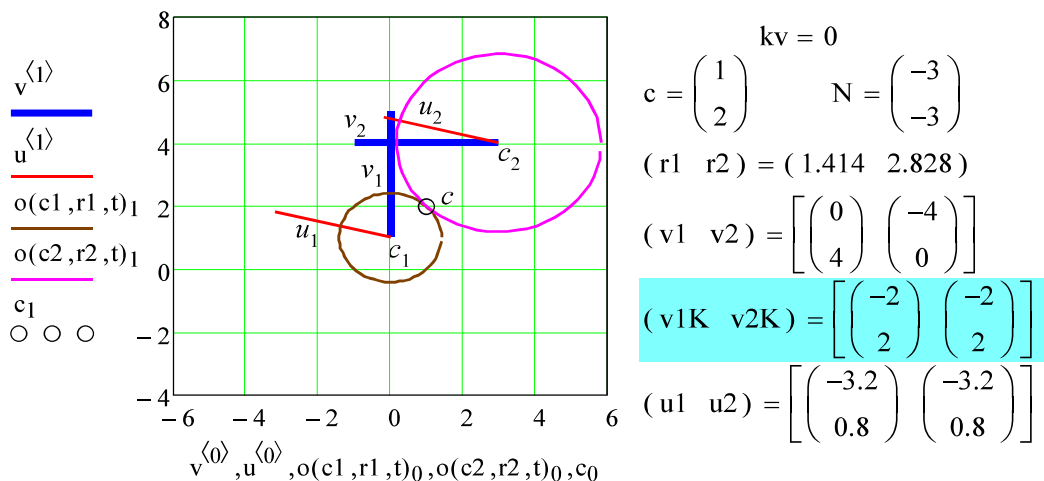
Первый пример, иллюстрирующий абсолютно упругий удар с исходными данными $c_1(0,1)$, $c_2(3,4)$, $v_1(0,2)$, $v_2(-4,0)$, $m_1=1$, $m_2=4$ и $k_b=1$, дал вектор нормали $N(-3,-3)$ длиной $3\sqrt{2}$, радиусы окружностей $r_1=\sqrt{2}$, $r_2=2\sqrt{2}$, точку их касания $c(1,2)$ и конечные векторы отскока $u_1(-4.8, -2.8)$, $u_2(-2.8, 1.2)$. Вот как это выглядит на MathCAD-графике, дополненном вручную необходимыми обозначениями точек и векторов:



Во втором примере значение коэффициента восстановления изменено на $k_v=0$, а остальные исходные данные оставлены прежними. Расчет показал: несмотря на моделирование абсолютно неупругого удара, получены разные скорости отскоков окружностей $u_1 \neq u_2$, т.е. в дальнейшем окружности не будут двигаться параллельно, а сразу разойдутся друг от друга в разные стороны. Причиной такого поведения являются не равные касательные составляющие начальных скоростей $v_{1K} \neq v_{2K}$ (выделено голубым фоном).



В третьем примере уравнием разные касательные скорости $2v_{1K}=v_{2K}$ путем удвоения первого начального вектора до $v_1(0,4)$. Как и ожидалось, в результате получились равные конечные скорости $u_1=u_2$:



Это означает, что после такого «мягкого» столкновения обе окружности в отсутствие внешних сил начнут двигаться как единое целое (рис. 4, а). Но так как физически они друг с другом не склеены, то при $m_1 \neq m_2$ под действием неравных сил тяжести и сопротивления внешней среды их пути разойдутся (рис. 4, б).

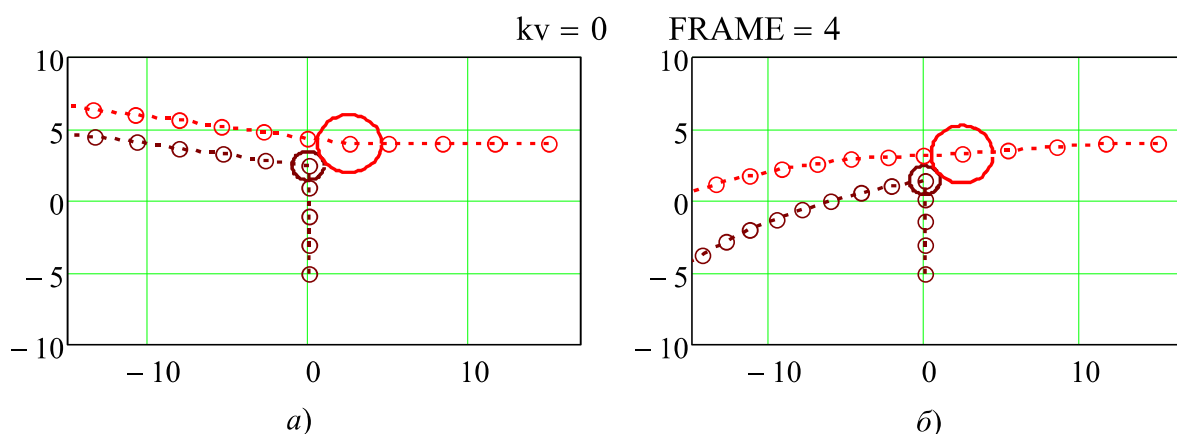


Рис. 4. Движение с абсолютно неупругим столкновением

Fig. 4. Motion with a perfectly inelastic collision

Выводы

Привлечение символьного процессора MathCAD к решению задачи полного исследования физических аспектов столкновения двух тел показало высокую эффективность за счет, во-первых, упрощения этого трудоемкого процесса, исключения возможных ошибок ручного вывода формул и, во-вторых, повышения достоверности результатов исследования. В работе впервые получены зависимости скоростей отскока тел от коэффициента восстановления при нецентральной ударе, а также определены условия отсутствия отскока при абсолютно неупругом столкновении.

Библиографический список

1. Савельев, И.В. Курс общей физики, том I. Механика, колебания и волны, молекулярная физика / И.В. Савельев. – М.: Наука, 1970. – 511 с.
2. Сивухин, Д.В. Общий курс физики: Учеб. пособие для вузов. В 5 т. Т.1. Механика / Д.В. Сивухин. – М.: ФИЗМАТЛИТ; Изд-во МФТИ, 2005. – 560 с.
3. Матвеев, А.Н. Механика и теория относительности: учебник для студентов вузов / А.Н. Матвеев. – М.: ИД «ОНИКС 21 век», 2003. – 432 с.
4. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики: учебник для вузов / С.М. Тарг. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.
5. Конгер, Д. Физика для разработчиков компьютерных игр / Д. Конгер. – М.: БИНОМ Лаборатория знаний, 2007. – 520 с.
6. Кирьянов, Д.В. Mathcad 15 / Mathcad Prime 1/0 / Д.В. Кирьянов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 432 с.
7. Никулин, Е.А. Компьютерная графика. Модели и алгоритмы: учеб. пособие для вузов / Е.А. Никулин. – СПб.: Лань, 2017. – 708 с.

Дата поступления
в редакцию: 06.09.2023

Дата принятия
к публикации: 26.01.2024

УДК 004.932

EDN: LZPVRM

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ КОМПЬЮТЕРНОГО ЗРЕНИЯ ДЛЯ АНАЛИЗА БИМЕДИЦИНСКИХ ИЗОБРАЖЕНИЙ

А.Е. Савкин

ORCID: 0000-0003-4826-9087 e-mail: sae.20@bk.ru

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
*Нижний Новгород, Россия***П.А. Шагалова**

ORCID: 0000-0002-6676-4228 e-mail: polli-shagalova@yandex.ru

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
*Нижний Новгород, Россия***О.Н. Корелин**

ORCID: 0000-0002-5928-6045 e-mail: o_korelin@mail.ru

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Нижний Новгород, Россия

Исследованы возможности применения алгоритмов компьютерного зрения для распознавания клеток крови на биомедицинских изображениях. В качестве основного инструмента используются искусственные нейронные сети. Выполнена разметка и аугментация анализируемых изображений, подготовлены данные для обучения нейронных сетей, представлено сравнение различных нейросетевых архитектур. Также разработан алгоритм распознавания пересекающихся объектов, основанный на разделении контура объекта на сегменты по ключевым точкам. Приведены результаты работы алгоритмов на реальных изображениях микроскопии крови, выполнено сравнение их эффективности, выделены достоинства и недостатки. Наиболее высокие показатели точности распознавания были достигнуты с применением нейронной сети YOLOv8. Проведенные в рамках работы эксперименты показали эффективность применения нейросетевого подхода для анализа биомедицинских изображений.

Ключевые слова: искусственная нейронная сеть, распознавание образов, ключевые точки, микроскопия.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Савкин, А.Е. Исследование применения технологий компьютерного зрения для анализа биомедицинских изображений / А.Е. Савкин, П.А. Шагалова, О.Н. Корелин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 16-23. EDN: LZPVRM

RESEARCH OF APPLICATION OF COMPUTER VISION TECHNOLOGIES FOR BIOMEDICAL IMAGE ANALYSIS

A.E. Savkin

ORCID: 0000-0003-4826-9087 e-mail: sae.20@bk.ru

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev
*Nizhny Novgorod, Russia***P.A. Shagalova**

ORCID: 0000-0002-6676-4228 e-mail: polli-shagalova@yandex.ru

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

O.N. Korelin

ORCID: 0000-0002-5928-6045 e-mail: o_korelin@mail.ru

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

Abstract. The paper presents studies on the possibility of using computer vision algorithms for blood cells recognition in biomedical images. Artificial neural networks are used as the main tool. The analyzed images were labeled and augmented, data for training neural networks were prepared, and a comparison of various neural network architectures was presented. An algorithm for intersecting objects recognition were developed. It is based on dividing the contour of an object into segments using key points. The results of the algorithms operation on real blood microscopy images are presented. Their effectiveness is compared and their advantages and disadvantages are highlighted. The highest recognition accuracy rates were achieved using the YOLOv8 model. Experiments showed the effectiveness of using a neural network approach for biomedical images analysis.

Key words: artificial neural network, image recognition, key points, microscopy.

FOR CITATION: A.E. Savkin, P.A. Shagalova, O.N. Korelin. Research of application of computer vision technologies for biomedical image analysis. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 16-23. EDN: LZPVRM

1. Введение

Применение технологий компьютерного зрения для автоматизации анализа изображений, полученных при микроскопии крови, позволяет снизить влияние человеческого фактора, уменьшить нагрузку на специалистов в области лабораторной диагностики и повысить скорость обработки биологических образцов. Для распознавания объектов на биомедицинских снимках могут использоваться как искусственные нейронные сети, так и алгоритмы, основанные на математических методах [1-4]. Каждый из этих подходов имеет свои сильные и слабые стороны. Так, для обработки изображений с использованием традиционных математических алгоритмов в большинстве случаев необходимо меньшее количество вычислений по сравнению с нейронной сетью, при этом не требуются специализированные нейронные или графические ускорители. С другой стороны, модели глубокого обучения более гибки и универсальны. В отличие от математических алгоритмов, они позволяют избежать сложной процедуры ручной настройки параметров, а также зачастую показывают более высокую точность при распознавании объектов. Выбор конкретных алгоритмов или их комбинаций определяется особенностями решаемой задачи и требует проведения исследований.

2. Постановка задачи и входные данные

Данная работа посвящена исследованию применения алгоритмов компьютерного зрения в задаче анализа биомедицинских изображений, полученных при микроскопии образцов крови. На рис. 1. приведены примеры изображений, которые будут рассматриваться далее.

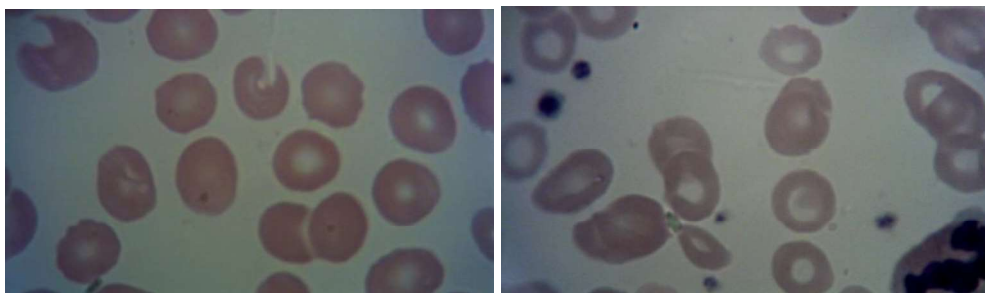


Рис. 1. Примеры изображений, полученных при микроскопии образцов крови

Fig. 1. Examples of microscopy images of blood samples

Исходный набор изображений состоит из 275 снимков, при этом объектами интереса являются клетки крови (эритроциты, лейкоциты, тромбоциты). Основным методом обнаружения и распознавания изучаемых объектов является мощный и гибкий инструмент, успешно применяемый для анализа изображений – искусственные нейронные сети. Чтобы подготовить изображения для обучения, необходима их разметка – данный этап был выполнен с использованием пакета *labelimg*; в результате для каждого изображения был сформирован файл разметки, содержащий координаты вершин, ограничивающих прямоугольников каждой клетки крови. Для увеличения объема обучающей выборки была выполнена аугментация данных с использованием методов библиотеки *imgaug*. При этом использовались: отражение по горизонтали и вертикали, применение шума, изменение резкости и контрастности изображений. После аугментации обучающий датасет из 2376 снимков был сформирован и разделен на обучающую и валидационную выборки в соотношении 80:20.

Решение рассматриваемой задачи детекции объектов предполагает определение наличия искомого объекта на изображении и поиск координат вершин ограничивающих прямоугольников каждого объекта. Существуют два основных подхода к решению данной задачи с использованием нейронных сетей: методы, основанные на регионах интереса (двухэтапные), и методы, не использующие отдельный алгоритм для генерации регионов (одноэтапные). В двухэтапных методах сначала происходит выделение регионов с высокой вероятностью содержания объектов, а затем выбранные области рассматриваются классификатором с целью определить, действительно ли область содержит искомый объект, и регрессором, который указывает расположение ограничивающей рамки. В одноэтапных методах определяются координаты ограничивающих рамок с различными характеристиками (например, вероятность принадлежности классу), и далее корректируется положение рамок.

3. Экспериментальная часть

В процессе выполнения работы были апробированы четыре нейросетевые архитектуры: *Faster R-CNN* (реализует двухэтапный метод детектирования объектов) и три архитектуры, принадлежащие к популярному семейству *YOLO* – *YOLOv3*, *YOLOv4*, *YOLOv8* (реализуют одноэтапный метод детектирования объектов).

Первой среди рассмотренных архитектур для распознавания объектов на основе глубокого обучения выступила нейронная сеть *Faster R-CNN* [5]. Она представляет собой полностью сверточную сеть с отдельным модулем генератора регионов интереса по признакам исходного изображения (RPN). Сгенерированные регионы передаются в два полносвязных слоя: *box-regression-layer*, прогнозирующий значения смещения для ограничивающих рамок, и *box-classification-layer*, классифицирующий изображения в пределах предлагаемой области. После прохождения слоя *RPN* следует слой *RoIPooling* для преобразования регионов к одному размеру и дальнейшей классификации и смещения границ ограничивающих рамок. Обучение сети производилось с помощью открытой нейросетевой библиотеки *Tensorflow*. В качестве основы для извлечения регионов интереса была использована нейронная сеть *VGG-16*. Обучение производилось в 14 эпох (10 эпох со скоростью обучения 0,001 и 4 эпохи со скоростью обучения 0.0001), в качестве оптимизатора алгоритма градиентного спуска был использован стохастический градиентный спуск [6]. Пример работы сети представлен на рис. 2.

Поскольку двухстадийные детекторы подразумевают две стадии, а соответственно, и две нейронные сети, по своей природе они проигрывают одностадийным детекторам, состоящим только из одной нейронной сети в части скорости обработки фотографий, показывая при этом схожий или даже меньший уровень точности. Скорость и точность обработки данных напрямую влияет на качество постановки диагноза, поэтому в данном исследовании нами были рассмотрены некоторые модели одностадийных детекторов семейства *YOLO*. Первой из них является *YOLOv3* – архитектура модели глубокого обучения, используемая для распознавания объектов на изображениях [7].

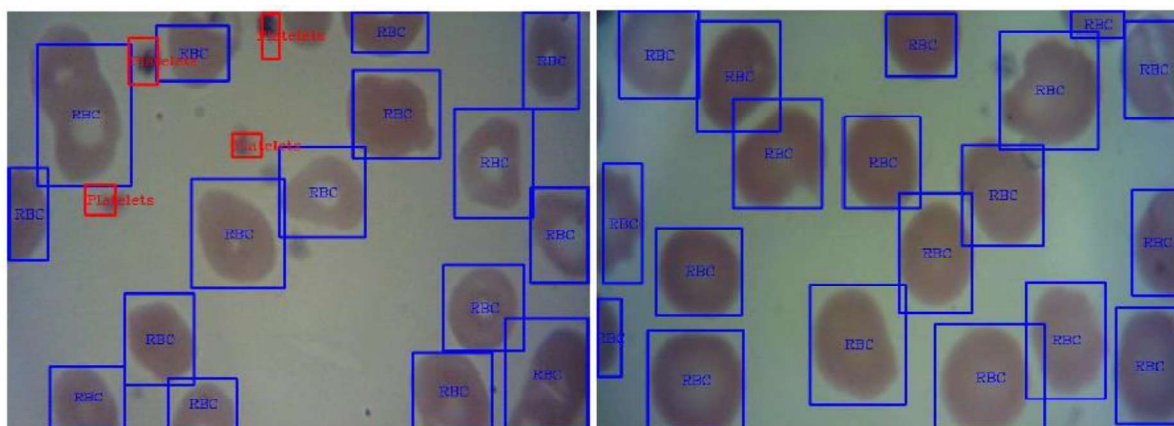


Рис. 2. Пример работы сети на базе архитектуры Faster R-CNN для распознавания клеток крови

Fig. 2. An example of a blood cells recognition network based on the Faster R-CNN architecture

Данная нейронная сеть подразделяется на три основные части: первая состоит из сверточных слоев для извлечения объектов из входного изображения, вторая объединяет карты признаков объектов разных масштабов для улучшения точности распознавания, третья состоит из полносвязных слоев, которые предсказывают местоположение и класс каждого объекта на изображении. В *YOLOv3* также используются якорные коробки, которые представляют собой предварительно определенные ограничивающие рамки разных размеров и соотношений сторон. В сочетании с сеткой, которая делит изображения на якорные ячейки, они используются для прогнозирования местоположения и размера объектов на изображении. Обучение проводилось с помощью фреймворка *darknet*, в качестве реализации модели *YOLO* на *Tensorflow* использован *darkflow*. Обучение проводилось в 250 эпох с размером батча 48, со скоростью обучения, равной $5e-5$. Пример работы сети представлен на рис. 3.

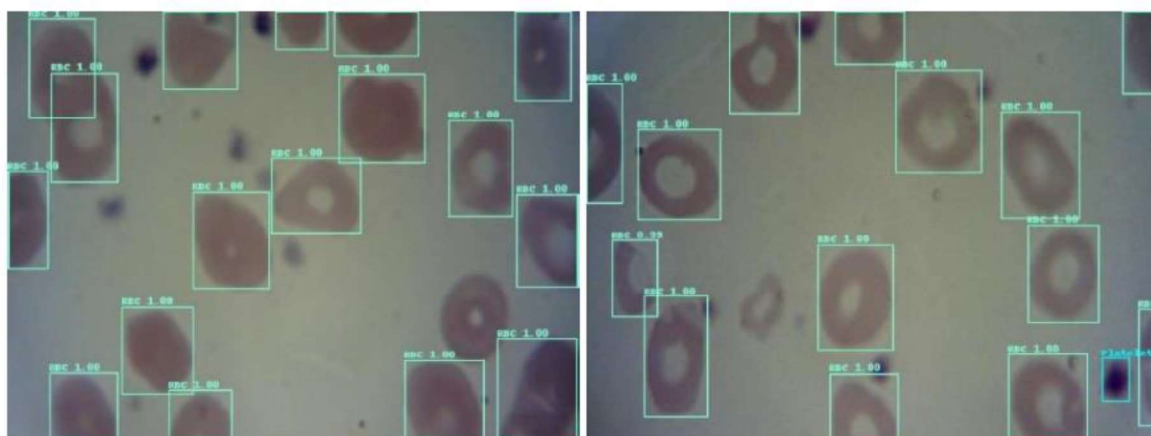


Рис. 3. Пример работы сети на базе архитектуры YOLOv3 для распознавания клеток крови

Fig. 3. An example of a blood cells recognition network based on the YOLOv3 architecture

Проведенные эксперименты показали, что в большом количестве случаев *YOLOv3* неудовлетворительно справляется с распознаванием клеток крови (средняя точность *mAP* составляет 46,1 %). В связи с этим было принято решение апробировать следующее поколение детекторов – *YOLOv4* [8]. Данная архитектура содержит новые методы, повышающие точность и скорость работы сверточной нейронной сети, среди которых можно выделить как наиболее важные и универсальные пакетную нормализацию и остаточные соединения. Для обучения также использовалась открытая нейросетевая библиотека *darknet*.

менту (дуге). На основании этих положений разработан и реализован алгоритм, основанный на разделении границ объекта (представляющего собой множество пересекающихся эритроцитов), на фрагменты по точкам пересечения с последующим достраиванием полученных дуг до полной окружности (каждая такая окружность представляет собой эритроцит).

Реализация разработанного алгоритма анализа пересекающихся объектов включает следующие шаги: бинаризация части изображения с пересекающимися объектами, выделение контуров пересекающихся объектов, поиск ключевых (угловых) точек, деление контуров на фрагменты по угловым точкам, аппроксимация контура каждого фрагмента окружностью, удаление слишком мелких объектов, которые точно не являются искомыми объектами, а также удаление повторных срабатываний. Наиболее важными из перечисленных выше шагов являются бинаризация и поиск ключевых точек, поскольку от качества их выполнения зависит качество работы всего алгоритма в целом. Рассмотрим данные шаги более подробно.

Для реализации этапа бинаризации выбран алгоритм Брэдли [10]. В нем пиксель изображения заменяется на черный в случае, если его яркость на t % меньше среднего значения яркости окружающих его пикселей (в противном случае цвет пикселя белый). Выбранный алгоритм бинаризации имеет два параметра, которыми можно варьировать, подбирая значения наилучшим образом подходящие для конкретной задачи – размер окна бинаризации (окрестность пикселя для определения среднего значения яркости) и порог бинаризации t . В результате настройки значений параметров, размер окна бинаризации равен 0,25 ширины изображения, порог бинаризации $t = 5$ %. В качестве алгоритма поиска угловых точек отобран детектор, основанный на локальных и глобальных свойствах кривизны [9]. Детектор анализирует границы изображения, причем каждая граница рассматривается как функция и для каждой функции строится соответствующая ей функция кривизны с последующим анализом точек экстремума. Параметром детектора поиска угловых точек является коэффициент R , необходимый для расчета адаптивного порога по которому будут определяться «сильные» углы. В статье с описанием детектора, основанного на локальных и глобальных свойствах кривизны [11], для поиска угловых точек на изображениях с большим количеством углов было использовано значение $R = 1,5$. Для нашей задачи эмпирическим путем было подобрано значение параметра $R = 1$. Наглядно работа алгоритма представлена на рис. 6.

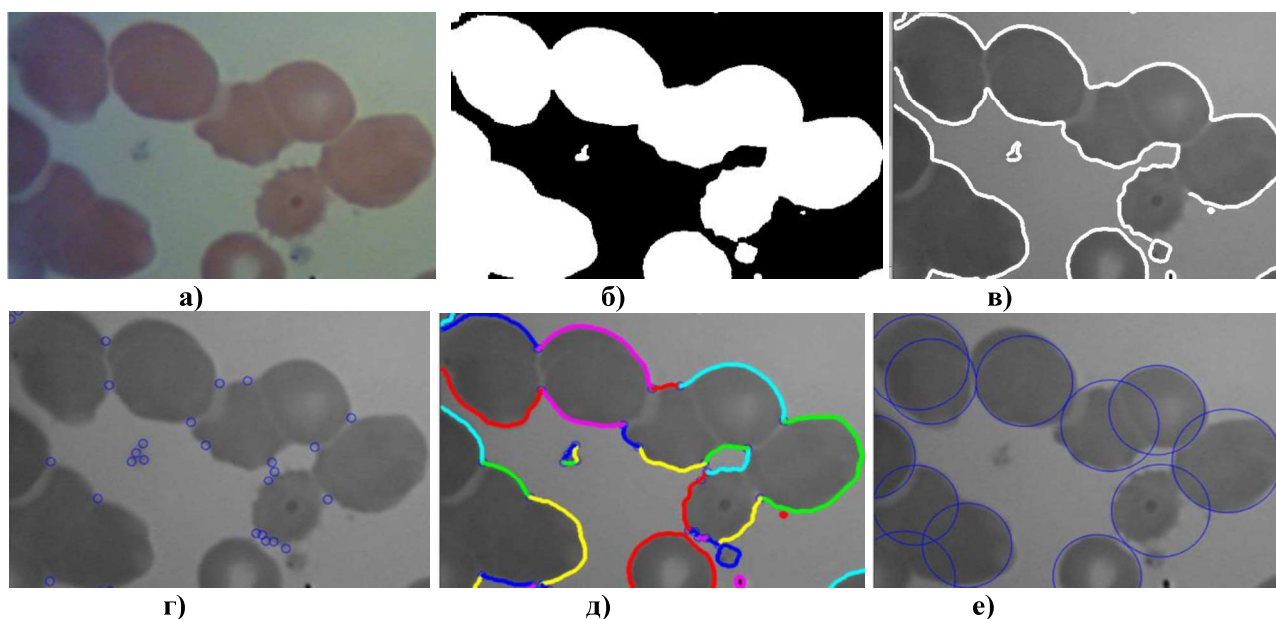


Рис. 6. Пример обработки фрагмента изображения микроскопии крови с использованием алгоритма разделения визуально пересекающихся эритроцитов

Fig. 6. An example of processing a blood microscopy image fragment using an algorithm for visually intersecting red blood cells separation

Результаты

Для оценки эффективности и сравнения нейросетевых архитектур с последующим применением алгоритма распознавания пересекающихся объектов использованы следующие показатели:

- количество эпох обучения – под эпохой подразумевается полный проход датасета через нейронную сеть;
- размер батча – показывает, на партии какого размера были разделены тренировочные данные при обучении;
- скорость обучения – размер шага, который алгоритм стохастического градиентного спуска использует для сходимости;
- *mAP (Mean Average Precision)* – средняя точность, позволяющая оценить, насколько хорошо модель распознает представленные объекты.

Результаты сравнения перечисленных архитектур в проведенных экспериментах представлены в табл. 1.

Таблица 1.
Параметры и показатели эффективности нейросетевых архитектур
в задаче распознавания клеток крови

Table 1.
Metrics used to measure the performance of neural network architectures
in the task of blood cells recognition

Нейросетевые архитектуры	Количество эпох обучения	Размер батча	Скорость обучения	mAP, %
FasterR-CNN	10 + 4	1	Первые 10: 0.001 и 4: 0.0001	87,3
YOLOv3tiny	250	48	0,00001	46,1
YOLOv4	250	32	0,001	90,7
YOLOv8n	300	динамический	0,01	93,7
YOLOv8s	600	динамический	0,01	95,7

По результатам работы наиболее высокие показатели были достигнуты с применением нейронной сети *YOLOv8*, которая является перспективной для проведения дальнейших исследований и реализации в системах лабораторной диагностики.

Заключение

Для решения задачи распознавания клеток крови на изображениях микроскопии выполнено исследование с применением и сравнением четырех нейросетевых архитектур: *FasterR-CNN*, *YOLOv3tiny*, *YOLOv4*, *YOLOv8*. Разработан алгоритм распознавания пересекающихся объектов, основанный на разделении контура объекта на сегменты по ключевым точкам. По результатам работы наиболее высокие показатели точности распознавания были достигнуты с применением нейронной сети *YOLOv8*, при этом средняя точность распознавания объектов составила 95,7 %.

Проведенные в рамках работы эксперименты показали эффективность применения нейросетевого подхода для анализа биомедицинских изображений.

Библиографический список

1. **Louka, M.** A microfluidic system, utilising image processing methods, for the detection of blood coagulation and erythrocyte aggregation / M. Louka, A. Passos, A. Inglezakis, C. Loizou, E. Kaliviotis // 2022 IEEE 5th International Conference on Image Processing Applications and Systems (IPAS). 2022. Pp. 1-6. DOI: 10.1109/IPAS55744.2022.10053010.
2. **Lee, S.J.** Complete Blood Cell Detection and Counting Based on Deep Neural Networks / S.J. Lee, P.Y. Chen, J.W. Lin // Applied Sciences. 2022. 12(16). Pp.1-16 DOI: <https://doi.org/10.3390/app12168140>
3. **Tavakoli, S.** New segmentation and feature extraction algorithm for classification of white blood cells in peripheral smear images / S. Tavakoli, A. Ghaffari, Z.M. Kouzehkanan, // Nature. Sci. Rep. 2021. № 11. Pp. 1-13 DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-021-98599-0>
4. **Kang, M.** CST-YOLO: A Novel Method for Blood Cell Detection Based on Improved YOLOv7 and CNN-Swin Transformer / M. Kang, C.M. Ting, F.F. Ting, R. Phan // Computer Vision and Pattern Recognition. 2023. Pp. 1-5. DOI: <https://doi.org/10.48550/arXiv.2306.14590>
5. **Ren, S.** Towards Real-Time Object Detection with Region Proposal Networks / S. Ren, K. He, R. Girshick, J. Sun // IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence. 2017. Vol. 39. №. 6. Pp. 1137-1149
6. **Аггарвал, Ч.** Нейронные сети и глубокое обучение / Ч. Аггарвал. – СПб.: Диалектика, 2020. – 752 с.
7. **Redmon J.** YOLOv3: An Incremental Improvement / J. Redmon, A. Farhadi // Computer Vision and Pattern Recognition. – 2018. – Pp.1-6. DOI: <https://doi.org/10.48550/arXiv.1804.02767>
8. **Bochkovskiy, A.** YOLOv4: Optimal Speed and Accuracy of Object Detection / A. Bochkovskiy, C.Y. Wang, H.M. Liao // Computer Vision and Pattern Recognition. 2020. Pp. 1-17.
9. **Liu, S.** ADA-YOLO: Dynamic Fusion of YOLOv8 and Adaptive Heads for Precise Image Detection and Diagnosis / S. Liu, J. Zhang, R. Song, T.T. Teoh // Computer Vision and Pattern Recognition. – 2023. – Pp. 1-16. DOI: <https://doi.org/10.48550/arXiv.2312.10099>
10. **Bradley, D.** Adapting Thresholding Using the Integral Image / D. Bradley, G. Roth // Journal of Graphics Tools. 2007. Vol. 12. №. 2. Pp. 13-21.
11. **Yung, N.H.C.** Corner detector based on global and local curvature properties // Optical Engineering. 2008. 47(5). Pp. 1-12.

Дата поступления

в редакцию: 06.12.2023

Дата принятия

к публикации: 22.01.2024

УДК 532.5

EDN: ZXOAKG

СТОХАСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ВОЛН

Р.В. ШаминORCID: 0000-0001-9249-9272 e-mail: roman@shamin.ru

МИРЭА – Российский технологический университет

*Москва, Россия***И.В. Горохова**ORCID: 0009-0007-8948-6447 e-mail: i_lisach@mail.ru

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

*Нижний Новгород, Россия***Е.В. Фролагина**ORCID: 0009-0000-3484-8497 e-mail: frolaginaev@gmail.com

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Нижний Новгород, Россия

Предложен новый подход к моделированию и анализу поверхностных волн идеальной жидкости, основанный на стохастическом моделировании поверхностных волн, позволяющем генерировать профили поверхности без решения динамических уравнений гидродинамики идеальной жидкости со свободной поверхностью. Стохастическое моделирование профилей поверхностных волн применено для исследования статистики возникновения экстремально больших волн (волн-убийц). Показано, что с помощью статистического моделирования поверхностных волн можно оценивать вероятность их возникновения. Полученные вероятности были сравнены с теми, которые были рассчитаны с использованием численного решения полных уравнений гидродинамики идеальной жидкости со свободной поверхностью. Обосновано, что предложенный подход может быть эффективно использован и для исследования экстремальных трехмерных поверхностных волн в океане.

Ключевые слова: аномально большие поверхностные волны, волны-убийцы, вычислительный эксперимент, гидродинамика идеальной жидкости.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Шамин, Р.В. Стохастический анализ и моделирование экстремальных волн / Р.В. Шамин, И.В. Горохова, Е.В. Фролагина // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 24-31. EDN: ZXOAKG

STOCHASTIC ANALYSIS AND MODELING OF EXTREME WAVES

R.V. ShaminORCID: 0000-0001-9249-9272 e-mail: roman@shamin.ru

MIREA – Russian technological university

*Moscow, Russia***I.V. Gorokhova**ORCID: 0009-0007-8948-6447 e-mail: i_lisach@mail.ru

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

*Nizhny Novgorod, Russia***E.V. Frolagina**ORCID: 0009-0000-3484-8497 e-mail: frolaginaev@gmail.com

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

Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The article proposes a new approach to modeling and analyzing surface waves of an ideal fluid. This approach is based on stochastic surface wave modeling, which allows the generation of surface profiles without solving the dynamic equations of hydrodynamics of an ideal fluid with a free surface. Stochastic modeling of surface wave profiles is used to study the statistics of the occurrence of extremely large waves – rogue waves. Statistical modeling of surface waves allows to estimate the probability of rogue waves occurrence. The obtained probabilities were compared with results of numerical solution of the complete equations of hydrodynamics of an ideal fluid with a free surface. It is shown that the proposed approach can also be effectively used to study extreme three-dimensional surface waves in the ocean.

Key words: anomalously large surface waves, rogue waves, computational experiment, hydrodynamics of an ideal fluid.

FOR CITATION: R.V. Shamin, I.V. Gorokhova, E.V. Frolagina. Stochastic analysis and modeling of extreme waves. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 24-31. EDN: ZXOAKG

Введение

Океанские волны-убийцы (внезапные поверхностные волны большой амплитуды – до 30 м [1]) представляют собой реальную угрозу для судоходства и морских сооружений [2]. В последнее время проблемы волн-убийц привлекают пристальное внимание не только океанологов, но также физиков и математиков. Некоторые аспекты математической теории волн-убийц изложены в монографии [3]. Основные направления исследований волн-убийц связаны с изучением физических процессов, приводящих к формированию этих волн, статистики их возникновения, а также условий, которые увеличивают вероятность возникновения волн-убийц в отдельных районах океана. В [4-6] и ряде других работ были получены оценки вероятности возникновения волн-убийц с помощью вычислительных экспериментов; они согласуются с оценками вероятностей возникновения волн-убийц в натурных экспериментах. В работах [7-9] показано, что волны-убийцы представляют собой локальную концентрацию энергии в результате нелинейной динамики идеальной жидкости со свободной поверхностью.

В настоящей статье рассматривается подход к моделированию поверхностных волн без решения динамических уравнений. Получаемые профили поверхности строятся по известным спектрам морской поверхности. Среди этих профилей выделяются те, которые удовлетворяют критерию волны-убийцы. Таким образом можно оценить меру множества в фазовом пространстве, которое соответствует волнам-убийцам. Данный подход использовался в различных работах и показал свою эффективность. В работе [10] методы Монте-Карло использовались при моделировании волн-убийц, возникающих при взаимодействии распространения волн с течениями. При этом использовалась лучевая картина в поле течения со случайными неоднородностями. В статье [11] методы Монте-Карло использовались для моделирования возвышение морской поверхности в фиксированной точке с помощью суперпозиции случайных фаз. Для этого используются варианты спектров *JONSWAP*. В результате получены оценки для возникновения волн-убийц. Методы статистического моделирования также были использованы в работе [12], где использовалась модель частотно-углового спектра для описания направленного распространения случайных волн. Авторами было показано, что из-за нелинейности, в частности, из-за рефракции и фокусировки волн, наблюдается отклонение от гауссовской статистики высот волн, что приводит к увеличению вероятности возникновения волн-убийц. В настоящей работе, в отличие от предшествующих исследований, рассматривается моделирование пространственной структуры профиля свободной поверхности. Такой подход позволяет рассматривать геометрическую природу волн-убийц и оценивать вероятность возникновения аномально больших волн в заданной области океана.

Наиболее близкой к настоящей работе является статья [9], в которой также рассматриваются пространственные модели морской поверхности, оцениваются вероятности возникновения волн-убийц и применяются авторские методы для генерации пространственно-временных структур морской поверхности. Результаты представленного в статье исследова-

ния находятся в соответствии с [9], но в качестве верификации используются вычислительные эксперименты, основанные на решении динамических уравнений, описывающих поверхностные волны идеальной жидкости в плоском случае и некоторые результаты натурных наблюдений.

Таким образом, в данной работе с помощью статистического моделирования воспроизводится большое количество пространственных профилей свободной поверхности жидкости, соответствующих задаваемому спектру. По этим показателям определяется частота возникновения профилей, которые можно отнести к волнам-убийцам. Эта частота, в свою очередь, сравнивается вероятностью обнаружения волны-убийцы, рассчитанной в вычислительных экспериментах по полным уравнениям гидродинамики в работах [4-5]. Результаты статистического моделирования трактуются в терминах динамических систем.

Полученные результаты исследования подтверждают, что вероятности возникновения волн-убийц, рассчитанные усреднением по времени, совпадают по порядку с вероятностью, получаемой усреднением по фазовому пространству. Эта гипотеза может быть полезной для оценки вероятности возникновения волн-убийц в трехмерном случае, где прямые эксперименты с решением динамических уравнений затруднены.

Динамические уравнения

Рассмотрим нелинейную динамику поверхностных волн идеальной жидкости. При этом идеальная несжимаемая жидкость занимает плоскую область:

$$\begin{aligned} -\infty < y < \eta(x, t), \\ 0 < x < 2\pi, \end{aligned}$$

где функция $\eta(x, t)$ описывает свободную поверхность в каждый момент времени. Граничные условия по переменной x являются 2π -периодическими. Будем предполагать, что течение идеальной жидкости является потенциальным. Это условие является стандартным при рассмотрении поверхностных волн в океане.

Вследствие потенциальности течения жидкости мы имеем потенциал скоростей $\Phi(x, y, t)$, с помощью которого определяется поле скоростей жидкости:

$$v(x, y, t) = \nabla \Phi(x, y, t),$$

где оператор градиента действует по пространственным переменным. Из условия несжимаемости жидкости

$$\operatorname{div} v(x, y, t) = 0$$

получаем уравнение Лапласа:

$$\Delta \Phi(x, y, t) = 0.$$

С этим уравнением связываются следующие граничные и начальные условия:

$$\begin{aligned} (\eta_t + \Phi_x \eta_x - \Phi_y)|_{y=\eta(x, t)} &= 0, \\ (\Phi_t + \frac{1}{2} |\nabla \Phi|^2 + gy)|_{y=\eta(x, t)} &= 0, \\ \Phi_y|_{y=-\infty} &= 0, \\ \eta|_{t=0} &= \eta_0(x), \\ \Phi|_{t=0} &= \Phi_0(x, y). \end{aligned}$$

где g – ускорение свободного падения.

Непосредственное решение этих уравнений представляет собой очень сложную задачу как в теоретическом, так и в численном аспектах. Существует большое количество работ, посвященных различным методам численного решения уравнений гидродинамики идеальной жидкости со свободной поверхностью. В большинстве из них используются различные пре-

образования исходных уравнений; наиболее эффективным оказывается использование конформных переменных [13-16].

Идея использования конформных переменных состоит в том, что в каждый момент времени область, занимаемая жидкостью, конформно отображается в нижнюю полуплоскость, что гарантируется известной теоремой Римана о возможности конформного отображения на внутренность круга любой области, имеющей границу, состоящую из более чем одной точки. Таким образом, мы получаем уравнения на конформные отображения, зависящие от времени. Они, как правило, оказываются интегро-дифференциальными уравнениями в частных производных. Наиболее эффективной формой уравнений в конформных переменных являются уравнения, полученные в работе [16]. Они оказались исключительно удобными для численных расчетов, а также для теоретического исследования. Было показано, что эти уравнения являются системами Коши-Ковалевской, что позволило получать конструктивные оценки времени существования решений этих уравнений. Заметим, что использование новых уравнений (в конформных переменных), дает решения, полностью эквивалентные решениям исходного уравнения.

Постановка вычислительных экспериментов

Опишем постановку вычислительных экспериментов, которые были проведены в работе [5], и результаты которых мы будем сравнивать с моделированием волновой поверхности. Поскольку мы рассматриваем периодические по пространственным переменным поверхностные волны, начальный профиль этих волн может быть представлен в виде частичной суммы ряда Фурье:

$$\eta(x, t = 0) = \sum_{k=-\frac{1}{2}K_{max}}^{\frac{1}{2}K_{max}} \phi(k - K_0) \cos(kx - \xi_k),$$

где K_0 – среднее значение волнового числа, K_{max} – максимальное количество спектральных мод, ξ_k суть независимые случайные величины, равномерно распределенные на $[0, 2\pi)$. Функция $\phi(k)$ имела следующий вид:

$$\phi(k) = \begin{cases} \delta_k, & |k| > K_w; \\ \kappa \exp(-\alpha k^2) + \delta_k, & |k| \leq K_w. \end{cases}$$

Здесь δ_k – независимые случайные параметры. Число $1 \leq K_w \leq 10$ определяло спектральную ширину, κ, α – параметры спектра, определенные так, чтобы задаваемые значения: квадрат средней крутизны μ :

$$\mu^2 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \eta_x^2 dx$$

и дисперсия D :

$$D = \left(\int_{-K_w}^{K_w} k^2 e^{-\alpha k^2} dk \right) \left(\int_{-K_w}^{K_w} e^{-\alpha k^2} dk \right)^{-1}$$

принимали определенные значения. При этом вклад случайного шума δ_k не превышал трех процентов энергии. Аналогичные постановки вычислительных экспериментов использовались в работах [4-5].

Среди поверхностных волн выделяют волны, имеющие экстремально большую амплитуду (волны-убийцы). Для их точного критерия будем использовать стандартный амплитудный критерий: волна-убийца возникла в момент времени t^* , если выполняется следующее неравенство:

$$\nu(t^*) = \frac{H_{max}(t^*)}{H_s(t^*)} \geq \nu^* = 2.1,$$

где $H_{max}(t)$ – максимальная высота волны в момент времени t , а усредненная значительная высота волнения H_s равна:

$$H_s(t^*) = \frac{1}{\Delta T} \int_{t-\Delta T}^t H_s(\tau) d\tau,$$

где $H_s(t)$ есть значительная высота волнения (т.е. средняя высота трети самых больших волн) в момент t . Значение $\nu^*=2,1$ выбрано экспериментально и используется во многих работах, посвященных волнам-убийцам.

В результате проведенных масштабных экспериментов были вычислены интенсивности возникновения волн-убийц, которые приведены на рис. 1 [5]. Проведение этих экспериментов требовало больших вычислительных затрат, поэтому в следующем пункте мы будем использовать моделирование волновой поверхности без решения динамических уравнений.

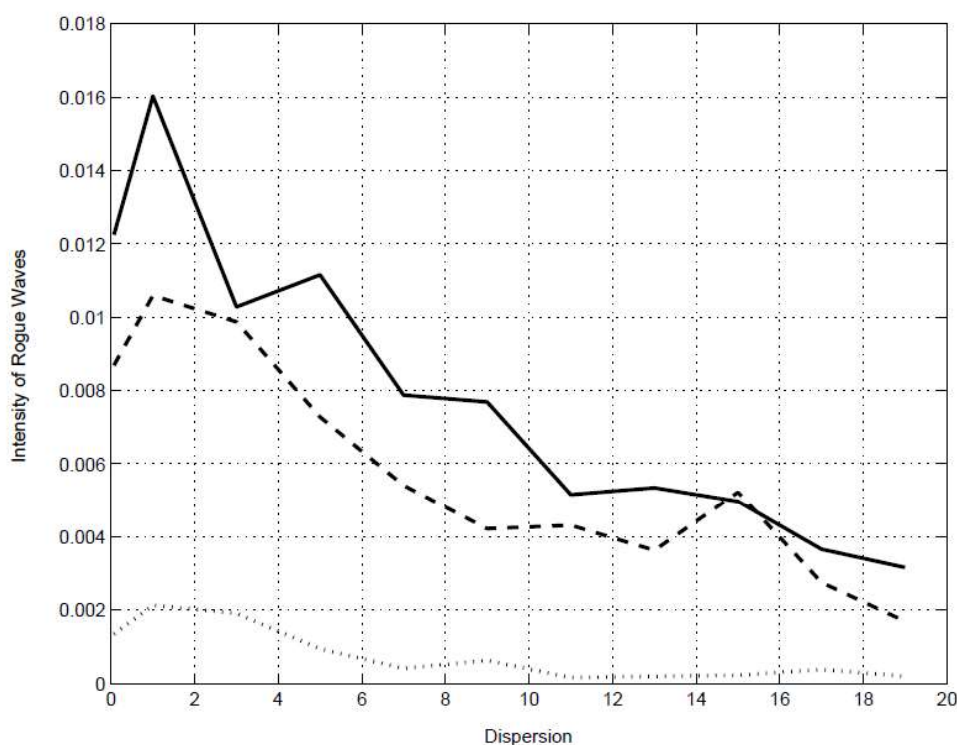


Рис. 1. Интенсивность возникновения волн-убийц:
точечная линия – $\mu^2=2,06 \cdot 10^{-3}$; тире – $\mu^2=3,08 \cdot 10^{-3}$; сплошная линия – $\mu^2=4,10 \cdot 10^{-3}$.

Fig. 1. Intensity of rogue waves occurrence:
dotted – $\mu^2=2,06 \cdot 10^{-3}$; dash – $\mu^2=3,08 \cdot 10^{-3}$; solid – $\mu^2=4,10 \cdot 10^{-3}$.

Моделирование поверхностного волнения

В результате проведенных вычислительных экспериментов, описанных в предыдущем разделе, были получены оценки вероятности возникновения волн-убийц при различных параметрах начального волнения. В частности, в работе [5] были вычислены интенсивности возникновения волн-убийц. Мы говорим об интенсивности возникновения волн-убийц, а не о вероятности их возникновения, поскольку факты возникновения волн-убийц описываются случайными процессами Пуассона (и его обобщениями – процессом Кокса).

Профили поверхностных волн в океане описываются своим спектром, под которым мы будем понимать набор модулей коэффициентов ряда Фурье при разложении периодиче-

ской функции, представляющей профиль поверхностной волны. Разумеется, фиксированный спектр могут иметь бесконечное число волн. При фиксированном спектре для построения индивидуальной волны мы будем использовать метод Монте-Карло (статистическое моделирование), где случайными будут фазы. В каждом элементарном эксперименте в серии профиль свободной поверхности задавался следующей формулой:

$$y(x) = \sum_{k=-2048}^{20148} \phi(k-50) \cos(kx - \xi_k),$$

где ξ_k суть независимые случайные величины, равномерно распределенные на $[0, 2\pi)$, которые моделируются методом Монте-Карло. Функция $\phi(k)$ определялась по формуле выше, с использованием параметров, которые обеспечивают заданный квадрат средней крутизны и дисперсию. На рис. 2 мы приводим пример типичного профиля поверхности, представляющий волну-убийцу, который был получен с помощью моделирования свободной поверхности. Эти профили похожи на профили волн-убийц, которые наблюдаются в вычислительных экспериментах и в натурных наблюдениях [1,3]. Для каждого такого элементарного эксперимента мы анализировали высоты волн в полученном профиле и рассчитывали значительную высоту волн. Если отношение максимальной высоты к значительной высоте превышало пороговое значение $\nu^* = 2.1$, отмечалось возникновение волны-убийцы в полученном профиле свободной поверхности.

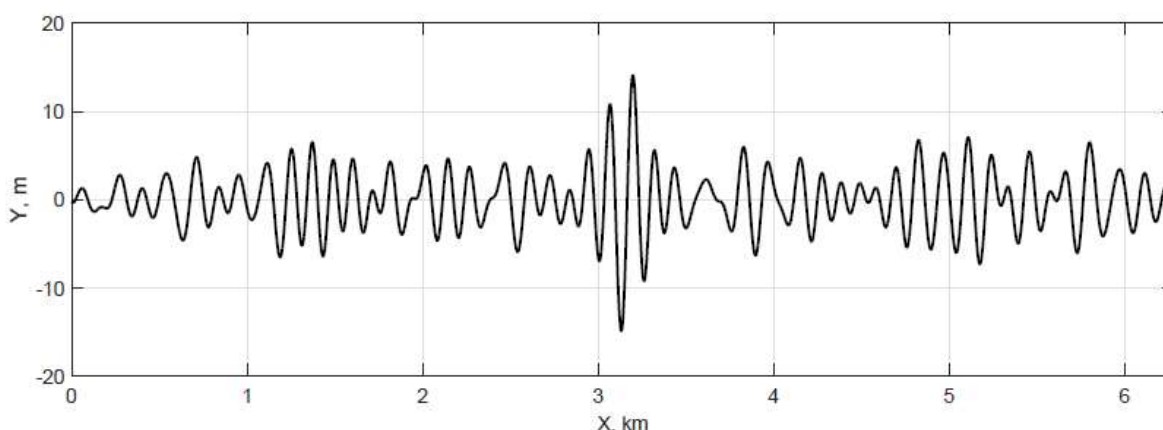


Рис. 2. Типичный профиль волны-убийцы, полученный с помощью статистического моделирования

Fig. 2. Typical rogue wave profile obtained from statistical modeling

Описанный элементарный эксперимент повторялся 10 000 раз, чтобы получить частоту возникновения волн-убийц. Рассматривались типичные параметры спектра, соответствующие волнам зыби. Заметим, что в океане волны-убийцы наиболее часто возникают именно в развитии волн зыби. В частности, приведем результаты одной из серий экспериментов, в которой мы использовали следующие типичные параметры:

- 1) квадрат средней крутизны $\mu^2 = 4,1 \cdot 10^{-3}$;
- 2) дисперсия $D=5$.

В нашем эксперименте волны-убийцы были зарегистрированы 140 раз в результате 10^4 экспериментов, т.е. с частотой $q = 0,014$. Это значение хорошо согласуется с интенсивностью возникновения волн-убийц в вычислительных экспериментах из работы [5]. Согласно данным результатам (рис. 1), вероятность возникновения волны-убийцы с такими же параметрами равна $p = 0,015$. Следовательно, погрешность метода статистического моделирования относительно статистики, полученной при решении динамических уравнений равна:

$$\Delta = \frac{|0.014 - 0.015|}{0.015} \times 100\% = 6.67\%.$$

Сравнение результатов статистического моделирования с результатами вычислительных экспериментов на основе решения динамических уравнений для других параметров (квадрат средней крутизны и дисперсия) также показывает погрешность в районе 5-10 %. Кроме того, получаемая статистика возникновения экстремальных волн, согласуется с натурными наблюдениями в районе о. Сахалин [17]. В этой работе рассматривались результаты длительных измерений с помощью датчиков донного давления. Эти датчики получают статистику возникновения аномальных волн в фиксированной точке. Методика получения оценок возникновения волн-убийц в пространстве по данным натурных наблюдений в отдельных точках описана в работе [18].

Построим плотность функции распределения вероятности для параметра v (отношение максимальной высоты волны к значительной высоте волнения) (рис. 3). Приведем статистические характеристики этой случайной величины:

- 1) математическое ожидание $E=1,531$;
- 2) дисперсия $\sigma^2=0,399$;
- 3) симметрия $\gamma_1=1,067$;
- 4) эксцесс $\gamma_2=1,770$.

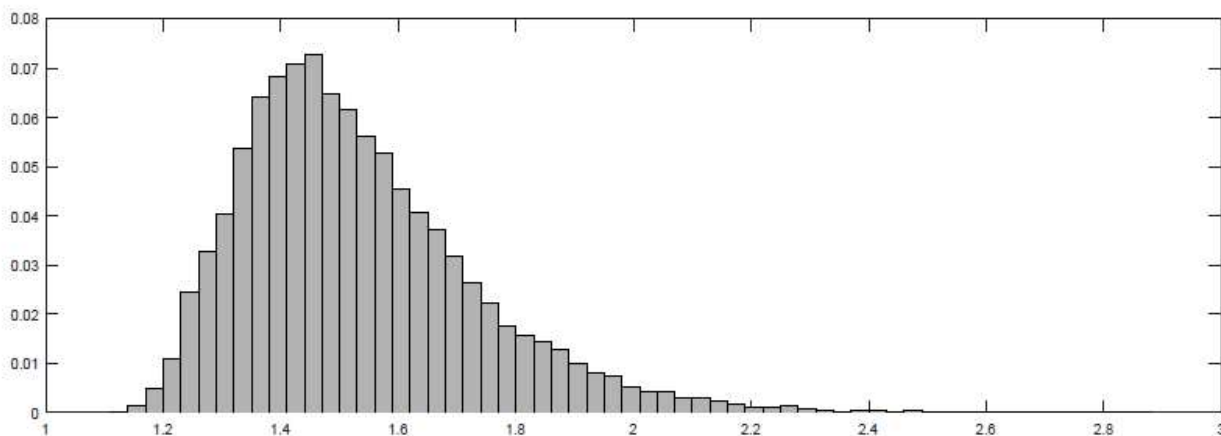


Рис. 3. Плотность распределения функции v

Fig. 3. Distribution density of v function

Заключение

При изучении экстремальных поверхностных волн (волн-убийц) на основе математического моделирования необходимо численно решать динамические уравнения, описывающие гидродинамику идеальной жидкости со свободной поверхностью с очень высокой точностью. Поскольку процесс формирования волн-убийц из типичных волн зыби является продолжительным и может потребовать сотни и тысячи периодов, для моделирования волн-убийц необходимо не только выдерживать высокую точность расчетов, но и производить эти расчеты на больших временных интервалах; требуются большие расчетные мощности.

Разработанный метод статистического моделирования поверхностных волн без необходимости решения полных динамических уравнений позволяет существенно снизить количество вычислений. При этом ранее полученные данные об интенсивностях возникновения волн-убийц, основанные на полных динамических уравнениях, описывающих гидродинамику идеальной жидкости со свободной поверхности, качественно и количественно совпадают с результатами статистического моделирования.

Предложенный подход позволяет распространить метод статистического моделирования на случай трехмерного волнового поля.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №23-17-00189).

Библиографический список

1. **Kharif C., Pelinovsky E., Slunyaev A.** Rogue Waves in the Ocean. Springer, 2009. – 216 p.
2. **Nikolkina I. and Didenkulova I.** Rogue waves in 2006-2010. Nat. Hazards Earth Syst. Sci., 2011, v. 11, pp. 2913-2924.
3. **Шамин, Р.В.** Математические вопросы волн-убийц / Р.В. Шамин. – М.: URSS, 2016.
4. **Захаров, В.Е.** О вероятности возникновения волн-убийц / В.Е. Захаров, Р.В. Шамин // Письма в ЖЭТФ. 2010. Т. 91. Вып. 2. С. 68-71.
5. **Захаров, В.Е.** Статистика волн-убийц в вычислительных экспериментах / В.Е. Захаров, Р.В. Шамин // Письма в ЖЭТФ. 2012. Т. 96. Вып. 1. С. 68-71.
6. **Chalikov D.** Freak waves: Their occurrence and probability. Phys. Fluids, 2009, v. 21, issue 7, pp. 076602-1-076602-18.
7. **Захаров, В.Е.** Энергетический портрет волн-убийц / В.Е. Захаров, Р.В. Шамин, А.В. Юдин // Письма в ЖЭТФ. 2014. Том 99. Вып. 9. С. 597-600.
8. **Шамин, Р.В.** Процессы концентрации энергии при образовании волн-убийц / Р.В. Шамин, А.В. Юдин // Нелинейная динамика. 2014. Т. 10. № 1. С. 49-58.
9. **Литвенко, К.В.** Численные стохастические модели поверхности морского волнения и гигантских океанических волн / К.В. Литвенко, С.М. Пригарин // Сибирский журнал вычислительной математики. 2014. Т. 17. № 4. С. 349–361.
10. **White B.S., Fornberg B.** On the chance of freak waves at sea. Journal of fluid mechanics. 1998. Т. 355. С. 113-138.
11. **Gemmrich J., Garrett C.** Unexpected waves. Journal of Physical Oceanography. 2008. Т. 38. №. 10. Pp. 2330-2336.
12. **Janssen T.T., Herbers T.H.C.** Nonlinear wave statistics in a focal zone. Journal of Physical Oceanography. 2009. Т. 39. №. 8. Pp. 1948-1964.
13. **Овсянников, Л.В.** К обоснованию теории мелкой воды // Динамика сплошной среды: сборник научных трудов. – Новосибирск: АН СССР, 1973. Вып. 15. С. 104-125.
14. **Chalikov D., Sheinin D.** Modeling of extreme waves based on equations of potential flow with a free surface. J. Comput. Phys., 2005, vol. 210, no. 1, pp. 247-273. EDN: MDTMRV
15. **Дьяченко, А.И.** Нелинейная динамика свободной поверхности идеальной жидкости / А.И. Дьяченко, В.Е. Захаров, Е.А. Кузнецов // Физика плазмы. 1999. № 10. С. 916-928.
16. **Zakharov V. E., Dyachenko A. I., Vasilyev O. A.** New method for numerical simulation of a nonstationary potential flow of incompressible fluid with a free surface. Eur. J. Mech. B Fluids, 2002, vol. 21, no. 3, pp. 283-291.
17. **Зайцев, А.И.** Аномально большие волны вблизи южного побережья о. Сахалин / А.И. Зайцев, А.Е. Малашенко, Е.Н. Пелиновский // Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2011. Т. 4. № 4. С. 35-42.
18. **Шамин, Р.В.** Статистические характеристики аномально больших поверхностных волн на основе вычислительных экспериментов / Р.В. Шамин, А.В. Юдин // Математическое моделирование. 2016. Т. 28. № 9. С. 31-42.

*Дата поступления
в редакцию: 19.12.2023*

*Дата принятия
к публикации: 12.02.2024*

ЯДЕРНАЯ ЭНЕРГЕТИКА И АТОМНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.039.4

EDN: CULDIU

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ЗОНЫ ПОРАЖЕНИЯ ОТ ЛЕТАЮЩИХ ПРЕДМЕТОВ НА АЭС

О.В. ГорюновORCID: 0000-0001-6414-8619 e-mail: ovgoriunov@mail.ru

АО «РЭИН Инжиниринг»

Санкт-Петербург, Россия

Представлены результаты всестороннего аналитического исследования оценки зоны поражения, создаваемой летящим предметом на АЭС при разрушении элемента с высокой потенциальной или кинетической энергией. В рамках консервативного и реалистичного подходов получены явные формулы для построения как частных траекторий полета, так и огибающей всех возможных траекторий с учетом динамического воздействия струи и сил аэродинамического сопротивления. Выполнен оценочный расчет для высокоэнергетической арматуры.

Актуальность работы определяется тем, что в соответствии с апробированной методикой анализа влияния внутренних воздействий оценка перечня отказов из-за воздействия летящих предметов выполняется на основе зоны поражения. Геометрические размеры зоны поражения напрямую влияют на объем зависимых отказов, которые должны быть учтены при обосновании безопасности ОИАЭ в соответствии с ФНП РФ. Полученные результаты рекомендуются для обоснования безопасности ОИАЭ, в частности, при выполнении анализов внутренних и внешних воздействий, анализов проектных и запроектных аварий.

Ключевые слова: атомная станция, безопасность, летящие предметы, арматура, траектория полета, огибающая траекторий.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Горюнов, О.В. Аналитический подход к оценке зоны поражения от летящих предметов на АЭС // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2024. № 4. С. 32-43. EDN: CULDIU

AN ANALYTICAL APPROACH TO ASSESSMENT THE AFFECTED AREA FROM FLYING OBJECTS AT NUCLEAR POWER PLANTS

O.V. GoryunovORCID: 0000-0001-6414-8619 e-mail: ovgoriunov@mail.ru

Joint Stock Company «REIN Engineering»

St. Petersburg, Russia

Abstract. The paper presents the results of a comprehensive analytical study of the assessment of the affected area created by flying objects at a nuclear power plant, caused by the destruction of an element with high potential or kinetic energy. Explicit formulas for constructing both partial flight trajectories and the envelope of all possible trajectories, taking into account the dynamic impact of the jet and aerodynamic drag forces, were obtained within the framework of conservative and realistic approaches. An evaluation calculation was performed for high-energy fitting.

The relevance of the work is that, in accordance with the proven methodology for analyzing the influence of internal influences, the assessment of the list of failures due to the impact of flying objects is carried out based on the affected area. The geometric dimensions of the affected area directly affect the volume of dependent failures, which must be taken into account when justifying the safety of nuclear facilities in accordance with federal standards and regulations of the Russian Federation. The results obtained are recommended for use within the framework of performing a safety justification for nuclear facilities, in particular, when performing analyzes of internal and external impacts, analyzes of design basis and beyond design basis accidents.

Key words: nuclear power plant, safety, flying object, fittings, flight path, envelope of trajectories.

FOR CITATION: O.V. Goryunov. An analytical approach to assessment the affected area from flying objects at nuclear power plants. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 32-43. EDN: CULDIU

Введение

Российская концепция новых проектов АЭС с ВВЭР, направленная на повышение конкурентоспособности российских АЭС на зарубежных рынках, включает:

- улучшение технико-экономических показателей (повышения экономичности выработки электроэнергии и снижения затрат на сооружение и эксплуатацию);
- обеспечение выполнения современных требований по безопасности (совершенствование компоновочных решений, выполнение требований российских нормативов, IAEA, EUR и требований заказчика).

Разработка проектных решений по повышению безопасности основывается на реализации концепции глубоко эшелонированной защиты (ГЭЗ) [НП-001-15, INSAG-12], предусматривает создание ряда физических барьеров на пути выхода радиоактивных веществ в окружающую среду и обеспечение высокого уровня надежности по защите этих барьеров от повреждений при всех внутренних и внешних воздействиях. Международные нормативные документы (МАГАТЭ SSR-2/1, SSG-64; WENRA; EUR) и национальные нормы ряда стран (YVL Guide B.1, B.7 (Финляндия), NSC 3a (Венгрия), NUREG – 0800 p.3.5.1.1 (США), Recdoc (Канада), ФНП РФ (НП-001-15, НП-006-16, НП-018-05) и др.) требуют учитывать в проекте АС влияние внутренних воздействий на безопасность, в частности, воздействие и последствия возникновения летящих предметов (*missiles*). Данное воздействие может приводить к механическим повреждениям элементов систем и зданий, к отказам, в конечном итоге – к деградации уровня или уровней ГЭЗ.

К летящим предметам относят твердые объекты, образовавшиеся в результате разрушения элементов систем, обладающих большой кинетической или потенциальной энергией. Летящие предметы могут быть вызваны: взрывом, разрывом высокоэнергетического сосуда под давлением, разлетом осколков вращающихся машин (двигатель насоса, ротор генератора турбоагрегата [1, 2] и др.), вылетом крышки/штока арматуры и др. Вылет крышки арматуры может приводить к исходному событию, при анализе которого необходимо учитывать все зависящие отказы. Согласно указанным выше стандартам безопасности, влияние летящих предметов должно быть учтено в детерминистическом и вероятностном анализе безопасности. Результаты анализа влияния летящих предметов на безопасность являются частью исходных данных для выполнения анализов безопасности (ВАБ и ДАБ).

Перечень элементов, обладающих потенциальной энергией, для которых постулируется разрушение, и последствия разрушения которых необходимо учитывать в проекте АЭС, содержит только высокоэнергетические элементы, параметры рабочей среды которых удовлетворяют одному из следующих признаков: 1) рабочее давление $P \geq 2$ Мпа; 2) рабочая температура $T \geq 100$ °С. В соответствии с апробированной методикой анализа влияния внутренних воздействий [3] оценка перечня отказов из-за воздействия летящих предметов выполняется на основе оценки зоны поражения – области пространства, в которой могут возникать механическое и/или температурное воздействия, обусловленное внутренним воздействием и его последствиями. Примеры зон поражения: область пространства с температурой выше 500 °С – при пожаре; зона затопления – помещения, имеющие негерметичные связи, не препятствующие или способствующие распространению затопления в рассматриваемое помещение из других помещений, вошедших в зону затопления – для затопления; область пространства, содержащая все семейство траекторий полета осколков ротора генератора – для летящих предметов и т.д. Трубопроводная арматура – группа устройств, устанавливаемых на трубопроводах и емкостях для управления потоками (движением) рабочих сред. Арматура подразделяется на управляемую (вручную или с помощью привода, действующего от постороннего источника энергии) и действующую автоматически (под действием сил, создаваемой давлением рабочей

среды – клапаны, регуляторы и др.) Управление потоком среды в арматуре осуществляется с помощью рабочего – запорного/регулирующего органа, состоящего из затвора и седла [4]. При высоких давлениях, особенно при больших диаметрах трубопроводов, сама арматура может стать источником нарушений эксплуатации [5].

В работе рассматривается подход для расчета параметров огибающей траекторий на примере наиболее представительного отказа арматуры, который может привести к повреждению соседних элементов систем и зданий – вылета крышки арматуры с учетом динамического воздействия струи и сил сопротивления. Результаты расчетов для отказа арматуры будут описывать наиболее общий случай летящего предмета.

В настоящее время детальные методики по анализу влияния на безопасность летящих предметов, источник которых расположен внутри здания, в научно-технической литературе не представлены, что затрудняет обоснование снижения консерватизма и развитие соответствующих расчетных методов, учитывающих ряд особенностей – взаимодействия струи теплоносителя с осколками, силы сопротивления, общий метод построения огибающих, оценки меры повреждающего воздействия и др. Настоящая работа направлена на заполнение указанного пробела в рамках разработанной методологии анализа внутренних воздействий [1].

Цель исследования – разработка метода расчета зоны поражения с учетом взаимодействия компонентов арматуры со струей теплоносителя и сопротивлением воздуха в рамках детерминистического анализа внутренних воздействий.

Постановка задачи

По аналогии со случаями двустороннего разрыва высокоэнергетического трубопровода, в рамках консервативного подхода рассматривается сценарий мгновенного среза всех креплений крышки арматуры, вызывающего движение крышки и элементов, связанных с ней (маховик, шток, шпindel, стойки, электропривод, сильфон и т.д.) под действием теплоносителя в трубопроводе. Последствия указанного события включают:

- 1) затопление;
- 2) повышение давления в помещении;
- 3) механическое воздействие струи на элементы систем и здания;
- 4) динамическое воздействие арматуры (столкновение с элементами систем и зданий).

Как правило, информация о положении/направлении шпинделя/крышки в пространстве отсутствует до завершения монтажных работ. В условиях плотной компоновки арматура может быть установлена под углом. На стадии технического и рабочего проектов неопределенность направления штока требуют рассматривать все возможные траектории полета в рамках оценки потенциальной зоны поражения – огибающую всех возможных траекторий, соответствующих начальным параметрам.

С практической точки зрения крышку арматуры можно рассматривать как материальную точку, уравнение движения которой имеет известный вид (точка над величиной означает производную по времени $\dot{z} = dz/dt$):

$$m\ddot{\vec{r}} = m\vec{g} + \vec{P} + \vec{F} \quad (1)$$

где m – масса крышки арматуры (кг); g – вектор ускорения свободного падения (m/c^2); r – радиус вектор положения центра масс крышки арматуры (м); P – сила, создаваемая давлением струи (Н), в общем случае $P = P(r)$; F – сила сопротивления (Н).

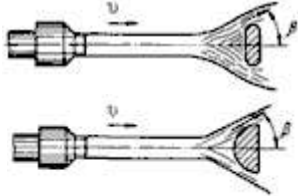
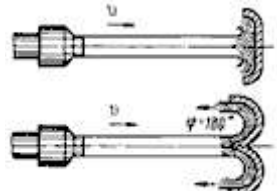
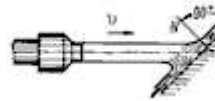
Консервативно силами сопротивления часто пренебрегают, однако полезно учесть их влияние реалистичной постановке. При столкновении с преградой струя оказывает на нее давление с силой, определяемой, в первую очередь, расходом жидкости и ее скоростью, но также зависящей от формы преграды и угла столкновения [6]:

$$P = k \cdot \rho \cdot S \cdot w^2, \quad (2)$$

где k – безразмерный коэффициент формы, зависящий от формы преграды и условий столкновения (табл. 1); w , м/с – средняя скорость струи; ρ , кг/м³ – плотность теплоносителя; S , м² – площадь поперечного сечения арматуры.

Таблица 1.
Коэффициенты формы для ряда случаев неподвижных преград

Table 1.
Shape coefficients for a number of cases of stationary obstacles

Тип преграды	Коэффициент формы	Примечания
Перпендикулярная плоскость 	$k = 1$	Жидкость растекается по плоскости, а не отражается от нее
Небольшая узкая преграда 	$k = 1 - \cos(\beta) < 1$	Сила давления определяется внутренним углом разлета жидкости β , измеренным на кромке преграды
Отражение с частичным разворотом струи 	$k = 1 + \cos(\beta) > 1$	Сила давления определяется углом разворота струи β , измеренным на кромке преграды
Отражение с полным разворотом 	$k = 2$	Характер разворота не влияет на давление при условии, что струя не тормозится
Плоскость под углом 	$k = \sin(\alpha) \leq 1$	Сила давления определяется углом α между плоскостью преграды и осью струи

Очевидно, что указанные в таблице коэффициенты формы аналогичны коэффициенту передачи импульса для абсолютно упругого механического столкновения твердого тела с преградой при соответствующем угле отскока. В случае, если струя содержит пузырьки газа или к моменту столкновения с преградой уже переходит в раздробленную либо распыленную стадию, в качестве плотности следует брать усредненную плотность по всему сечению струи возле преграды. Всякое тело при движении испытывает противодействие со стороны той среды, в которой происходит движение. При движении относительно небольших объектов с малыми скоростями, т.е. при числах Рейнольдса $Re < 1,5$, основная часть сопротивления обуславливается трением тел о воздух, и сопротивление воздуха можно считать пропорциональным первой степени скорости [8, 9] (b , кг/с):

$$\vec{F}_1 = -b\vec{V}.$$

В тех же случаях, когда тела имеют более внушительные размеры ($Re > 10^4$), сопротивление обуславливается инерцией среды, в которой движется точка или тело. Можно считать, что в этом случае сопротивление воздуха пропорционально квадрату скорости [6, 7]:

$$\vec{F}_2 = -\frac{1}{2}\rho_B C_x S \vec{V} \vec{V}, \text{ Н} \quad (3)$$

где V и $\vec{V}$ – модуль и вектор скорости тела, соответственно (м/с); ρ_B – плотность воздуха (1,2 кг/м³); C_x – безразмерный коэффициент аэродинамического сопротивления, величина которого зависит от формы тела. Коэффициент сопротивления C_x может быть принят постоянным до скоростей равных 200-250 м/с [11, 12].

По силам, действующим на тело, движение крышки условно можно разделить на следующих два этапа:

- 1) $P \neq 0$ – движение в воздушной среде под действием давления струи и гравитации;
- 2) $P = 0$ – движение в воздушной среде под действием гравитации и силы сопротивления.

Для корректного решения уравнения (1) необходимо задать начальные условия: начальное положение тела в пространстве и начальную скорость движения.

Движение при $P \neq 0$. Траектория, соответствующая первому этапу, в основном определяется параметрами струи теплоносителя. Рассматриваются арматуры с рабочим давлением не менее 2 МПа и рабочей температурой не менее 100 °С, что при разгерметизации трубопровода приводит к возникновению струи перегретой жидкости. Процесс распада струй истекающей в атмосферу перегретой жидкости имеет ряд особенностей по сравнению с разрушением струй холодной жидкости. Они вызваны наличием в потоке фазового перехода *жидкость – пар*. Источником энергии испарения является остывающая перегретая жидкость. В результате насыщенный пар, произведя работу расширения, оказывается в метастабильном состоянии. На практике реализуется режим некоторой промежуточной неравновесности, когда одна часть жидкости обратилась в пар, а другая перегрета до уровня меньшего, чем первоначальный. Как правило, количественный уровень промежуточной неравновесности неизвестен.

Анализ результатов всех проведенных опытов показывает, что в процессе истечения горячей воды можно выделить следующие три характерные стадии [13].

1. *Первая стадия* связана с формированием движения жидкости непосредственно сразу же после разрыва диафрагмы. Она характеризуется высокой скоростью вылета жидкости из патрубка и сильной неравновесностью. Обобщенный график изменения скорости струи в зависимости от диаметра насадка приведен на рис. 1. Наблюдается устойчивый рост скорости струи при увеличении диаметра патрубка. В начальный момент времени скорости вылета из насадка горячей и холодной жидкостей практически совпадают.
2. *Вторая стадия* связана с взрывным характером развала струи. Через 3-4,5 мс после начала истечения происходит резкое и многократное увеличение объема струи. Развал струи происходит за время порядка 1-1,5 мс. На взрывной характер этого явления указывает и тот факт, что разлет жидкости происходит не только по ходу истечения и в боковые стороны, но и против основного потока.
3. *Третья фаза* истечения наступает по окончании взрывного разлета струи, при которой формируется устойчивая форма струи истекающей вскипающей жидкости. Это формирование заканчивается через 16-20 мс после разрыва диафрагмы. В этот момент происходит полное раскрытие струи, угол в основании раскрытия составляет 180 °, формируется параболическая форма струи.

Выводы:

- 1) процесс образования относительно стабильного профиля струи со стабильными полями давления и скорости в рамках поставленной задачи можно принять мгновенным и рассматривать движение арматуры под воздействием стационарной струи;
- 2) начальную скорость и расход теплоносителя можно оценить по модели истечения жидкости – на основе уравнения Бернулли.

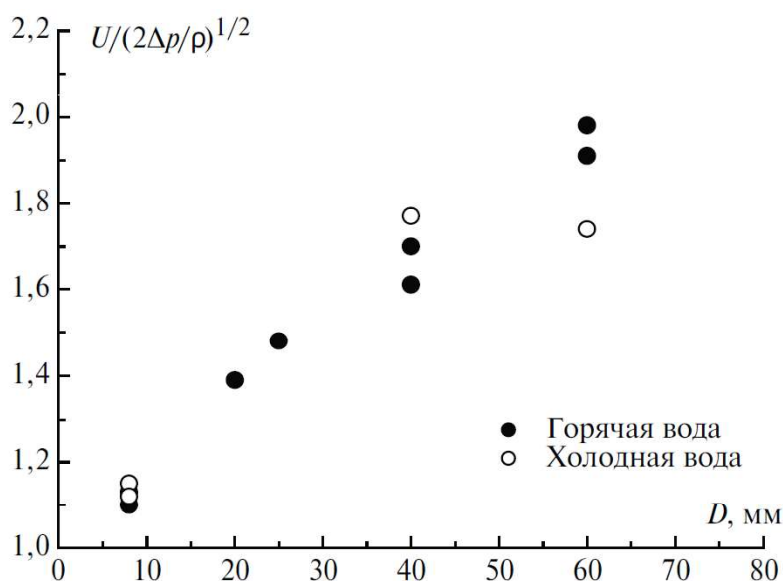


Рис. 1. Начальная скорость вылета струи [13]

Fig. 1. Initial velocity of jet release [13]

До сих пор не удалось аналитически получить уравнение траектории струи, отвечающей действительности, так как не изучены законы сопротивления, которые возникают при движении струи в воздухе [14]. При этом детальный гидродинамический расчет поведения двухфазной среды представляет собой самостоятельную сложную техническую задачу, на корректную реализацию которой и получение представительных результатов, и их верификацию необходимы относительно большие ресурсы. К тому же в настоящее время отсутствуют аттестованные для подобных расчетов программы для ЭВМ. С целью решения практических задач в рамках консервативного подхода постараемся найти относительно хорошо описывающую форму аналитического приближения, которое позволит оценить необходимые для расчетов параметры.

Особое место среди перечня точных решений уравнений гидродинамики занимает решение Л. Ландау [15] о затопленной струе, бьющей из точечного источника в неограниченную среду, которое, однако, на практике имеет ряд ограничений. В работе [16] представлено аналитическое решение для случая симметричной струи идеальной несжимаемой жидкости: поле скорости имеет вид (очевидно, что $\text{div} \vec{w} = 0$):

$$\vec{w}(r, z) = \frac{A}{r} \left(1 - \frac{z}{\sqrt{r^2 + z^2}} \right) \vec{e}_r + \frac{A}{\sqrt{r^2 + z^2}} \vec{e}_z$$

что удовлетворительно подтверждается экспериментальными данными для воздушной среды [17]. Также представленное решение описывает течение, вырывающееся из отверстия радиуса r_0 в плоскости $z = 0$ и имеющее форму параболоида. При этом средняя скорость потока $W_z(z)$, воздействующего на арматуру, равна:

$$W_z(z) = 2\pi \int_0^R w_z(r, 0) r dr = \frac{2A}{R^2} (\sqrt{R^2 + z^2} - z) = \frac{2A}{R} \frac{\sqrt{R^2 + z^2} - z}{R} = W_0 \frac{\sqrt{R^2 + z^2} - z}{R}$$

где R , м – эквивалентный радиус поперечного сечения крышки; константа A , м²/с – пропорциональна значению расхода теплоносителя через поперечное сечение Q , кг/с:

$$Q = 2\pi \int_0^R \rho w_z(r, 0) \cdot r dr = 2\pi \rho R A$$

Расход определяется на основе уравнения Бернулли: $Q = \pi R^2 \sqrt{2\rho P_T}$, где P_T , Па – давление теплоносителя в трубопроводе; ρ , кг/м³ – плотность теплоносителя. Сила, действующая на арматуру, определяется в соответствии с выражением (2):

$$P(z) = 4\pi R^2 \rho \frac{A^2}{R^4} (\sqrt{R^2 + z^2} - z)^2 = 4\pi \rho A^2 \left(\frac{\sqrt{R^2 + z^2} - z}{R} \right)^2 = P_0 \left(\frac{\sqrt{R^2 + z^2} - z}{R} \right)^2$$

В соответствии с решениями для траектории свободной струи, представленными в работе [18], прямолинейный участок занимает до 70 % длины траектории, что позволяет решать задачу оценки параметров полета арматуры консервативно без учета сил сопротивления (3) и в одномерной постановке в локальной системе координат OZ: ось Oz совпадает с осью арматуры, начало координат – исходное положение центра тяжести арматуры, соответствующее точке с координатами (0, h) в глобальной системе координат OXY (рис. 2). Начальные условия: $z_{t=0} = 0$, $dz/dt_{t=0} = 0$. Из уравнения (1) находим зависимость скорости движения в зависимости от расстояния:

$$\frac{dz}{dt} = \sqrt{\frac{2}{m} \int_0^z P(x) dx - 2zg \sin \alpha} \quad (4)$$

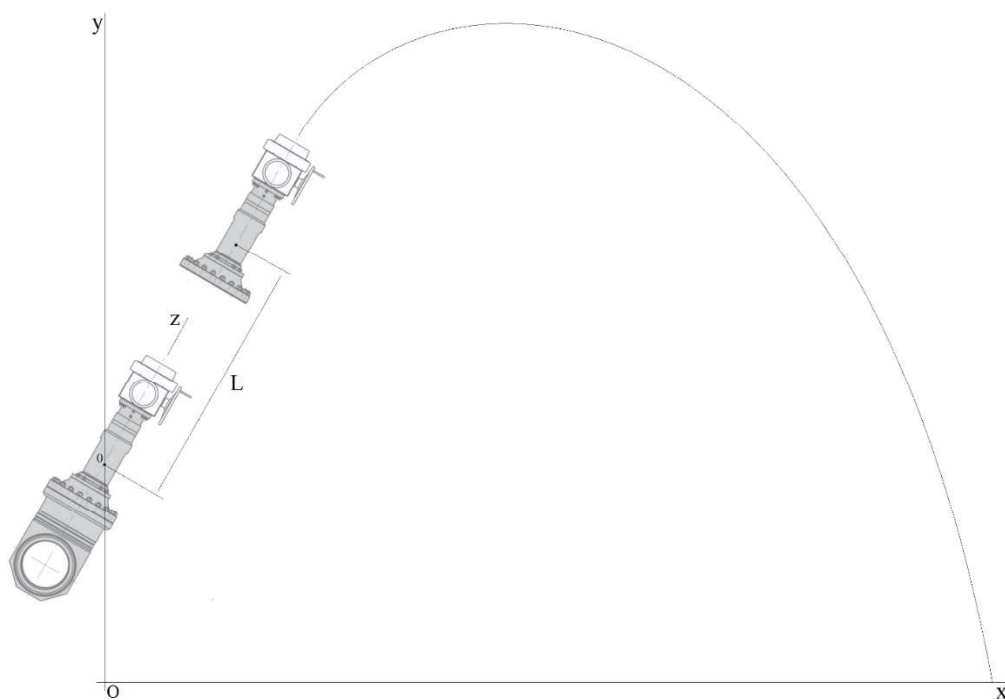


Рис. 2. Общий вид траектории полета крышки арматуры

Fig. 2. General view of the flight path of the fitting cover

Из уравнения (4) следует, что вылет арматуры возможен только при условии $mg \cdot \sin \alpha < \pi R^2 P_T$. Практически для всех высокоэнергетических арматур АЭС указанное условие выполняется в виде $mg/\pi R^2 P_T \ll 1$. Воздействие давления струи теплоносителя перестает действовать при условии $dz/dt = Wz$, т.е. когда арматура движется быстрее потока. Последнее уравнение служит для оценки длины L , которую проходит крышка под действием силы давления струи (рис. 3).

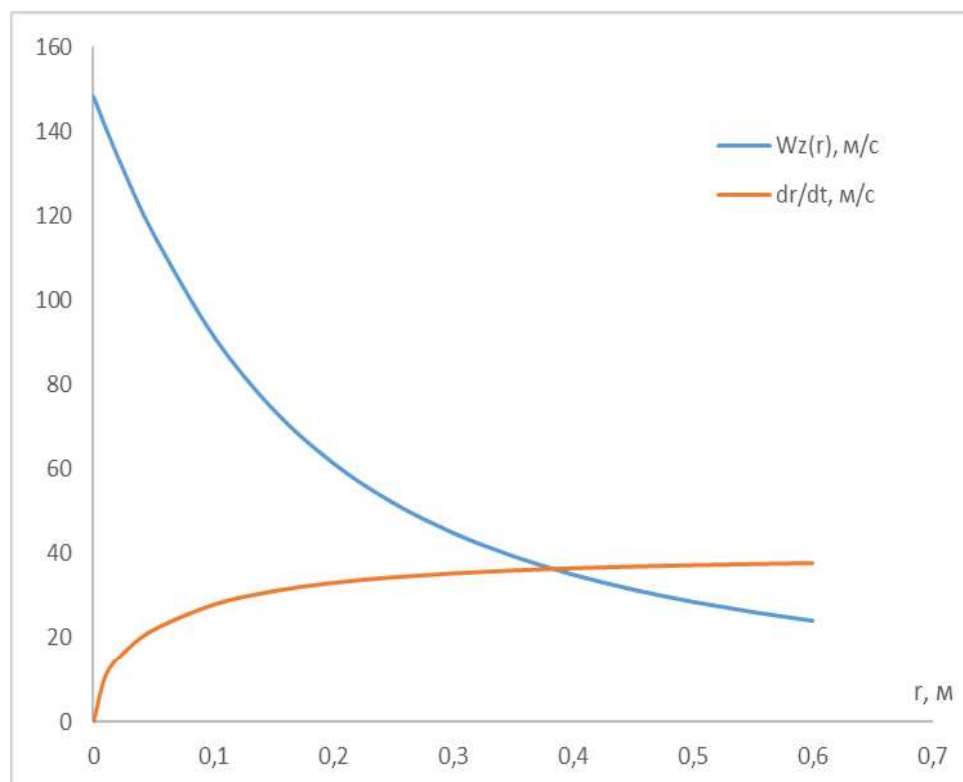


Рис. 3. Пример определения скорости и расстояния, на котором перестает действовать поток

Fig. 3. An example of how to determine speed and distance where the flow ceases to operate

Учитывая, что $mg/\pi R^2 P_T \ll 1$, значение L можно оценить сверху, что позволяет получить соответствующие консервативные оценки величин, которые не зависят от угла α . Введя параметр $M = 2\pi \frac{\rho R^3}{m}$, уравнение $dz(L)/dt = Wz(L)$ можно представить в безразмерном виде ($L = R \cdot u$):

$$M \cdot \left(\frac{2}{3} (u^3 + 1) - \frac{2}{3} (u^2 + 1)^{\frac{3}{2}} + u \right) - \left(\sqrt{1 + u^2} - u \right)^2 = 0$$

Решение последнего уравнения с удовлетворительной для практики точностью можно представить в виде $u = 0,6187 \cdot M^{-0,5065}$, т.е. $L = 0,6187 R \cdot M^{-0,5065}$. Результатом решения уравнения (1) при представленных выше условиях будут начальные условия для случая $P = 0$: начальная скорость $V_0 = Wz(L)$, $y_0 = h + L \cdot \sin \alpha$, $x_0 = L \cdot \cos \alpha$.

Движение при $P = 0$. Уравнения движения (1) с учетом силы сопротивления (3) в декартовой системе координат имеют вид:

$$\begin{cases} m\dot{V}_x = -DVV_x \\ m\dot{V}_y = -mg - DVV_y \end{cases} \quad V_{x,t=0} = V_0 \cdot \cos \alpha, V_{y,t=0} = V_0 \cdot \sin \alpha \quad (5)$$

На основе системы уравнений (5) можно показать, что $dy/dx = V_y/V_x$, $d^2y/dx^2 = -g/V_x^2$, при этом из первого уравнения системы (5) следует, что:

$$V_x = V_{x,t=0} \cdot \exp\left(-\frac{D}{m} s(t)\right)$$

где s – длина пути ($ds/dt = V$), что позволяет записать выражение для траектории полета $y(x)$ в общем виде:

$$y(x) = y_{x=0} + x \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{g}{V_0^2 \cos^2 \alpha} \int_0^x (x - z) \exp\left(\frac{2D}{m} s\right) dz \quad (6)$$

Из выражения (6) видно влияние коэффициента сопротивления, характеризующего силу сопротивления на траекторию полета. Рассмотрим случай $\alpha = \pi/2$ – тогда уравнение (5) принимает вид $m dV/dt = -mg - DV^2$, которое имеет явное решение:

$$V(t) = \sqrt{\frac{mg}{D}} \cdot \operatorname{tg} \left[\operatorname{arctg} \left(V_0 \sqrt{\frac{D}{mg}} \right) - \sqrt{\frac{Dg}{m}} t \right]$$

Максимальная достижимая материальной точкой высота равна:

$$y_{\max} = y_0 + \frac{m}{2D} \ln \left(\frac{mg + DV_0^2}{mg} \right)$$

При этом максимальная кинетическая энергия в момент удара о перекрытие (пол) или элемент системы, расположенный под арматурой будет определяться на основе выражения:

$$\frac{mV_k^2}{2} = \frac{m^2 g}{2D} \left(1 - \exp \left(-2D \frac{y_{\max} - y_{\min}}{m} \right) \right) \quad (7)$$

Для изучения движения материальной точки воспользуемся уравнениями Эйлера, проецируя уравнение (1) на касательную к траектории ($d\mathbf{r}/ds$) и главную нормаль ($d\theta/ds \cdot d^2\mathbf{r}/ds^2$)¹ к траектории движения [12, 19]:

$$\begin{cases} m\dot{V} = -mg \sin \theta - DV^2 \\ mV\dot{\theta} = -mg \cos \theta \\ V_{t=0} = V_0, \theta_{t=0} = \alpha \end{cases}$$

Из этого следует уравнение для скорости:

$$\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} = \operatorname{tg} \theta + \frac{D}{mg \cos \theta} V^2$$

которое имеет решение:

$$V(\theta) = V_0 \frac{\cos \alpha}{\cos \theta} \left(1 - \frac{2V_0^2 D}{mg} \int_{\alpha}^{\theta} \frac{\cos^2 \alpha dq}{\cos^3 q} \right)^{-1/2} \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что при $\theta \rightarrow -\pi/2$ значение величины V стремится к предельному значению $V_{\infty} = (mg/D)^{1/2}$. То есть если траектория летящего предмета не пересекается с преградой (стеной, балкой), то кинетическая энергия в момент удара о пол/перекрытие сверху будет ограничена значением $1/2 m^2 g/D$, Дж.

Координаты точки траектории в пространстве определяются на основе выражений:

$$\begin{aligned} x(\theta) &= L(\alpha) \cdot \cos \alpha - \frac{1}{g} \int_{\alpha}^{\theta} V^2(q) dq \\ y(\theta) &= h + L(\alpha) \cdot \sin \alpha - \frac{1}{g} \int_{\alpha}^{\theta} V^2(q) \operatorname{tg} q dq \end{aligned} \quad (9)$$

Если рассматривать длину траектории как функцию $s = s(\theta)$, то в общем виде можно показать, что $V(\theta) = V_0 \frac{\cos \alpha}{\cos \theta} e^{-\frac{D}{m}s}$, откуда видно замедляющее влияние сопротивления среды на скорость движения.

Поскольку явный вид траектории полета известен – построим огибающую $Y(x)$ для семейства траекторий, описываемых выражением (6). Следуя классическим путем [20] составим систему уравнений, решением которой является уравнение огибающей $Y(x)$ – и в общем виде возможно только в параметрической форме ($-\pi/2 \leq \delta \leq \pi/2$):

$$Y(\delta) = h + x(\delta) \cdot \operatorname{tg} \delta + y_0'' \int_{L \cos \delta}^{x(\delta)} (x(\delta) - z) \exp \left(\frac{2D}{m} s(z) \right) dz$$

¹ $ds/d\theta$ – радиус кривизны траектории полета

$$x(\delta) = L \cos \delta \left(1 + \frac{1}{2} \frac{1 - \frac{gL}{V_0^2} \sin \delta + \sqrt{\left[1 + \frac{gL}{V_0^2} \sin \delta\right]^2 + 4 \frac{DL}{m}}}{\frac{gL}{V_0^2} \sin \delta + \frac{DL}{m}} \right)$$

При условии $D = 0, L \neq 0$:

$$Y(\delta) = h + x(\delta) \cdot \operatorname{tg} \delta + \frac{1}{2} y_0'' (x(\delta) - L \cos \delta)^2$$

$$x(\delta) = L \cos \delta + \frac{V_0^2}{g} \operatorname{ctg} \delta$$

При условии $D \neq 0, L = 0$ (например, разлет элементов турбогенератора):

$$Y(\delta) = h + x(\delta) \cdot \operatorname{tg} \delta + y_0'' \int_0^{x(\delta)} (x(\delta) - z) \exp\left(\frac{2D}{m} s(z)\right) dz$$

$$x(\delta) = -\frac{\cos \delta}{y_0'' \operatorname{tg} \delta \cos^3 \delta - \frac{D}{m}}$$

При условии $D = 0, L = 0$ получим классический результат:

$$Y(x) = h + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{gx^2}{2V_0^2}$$

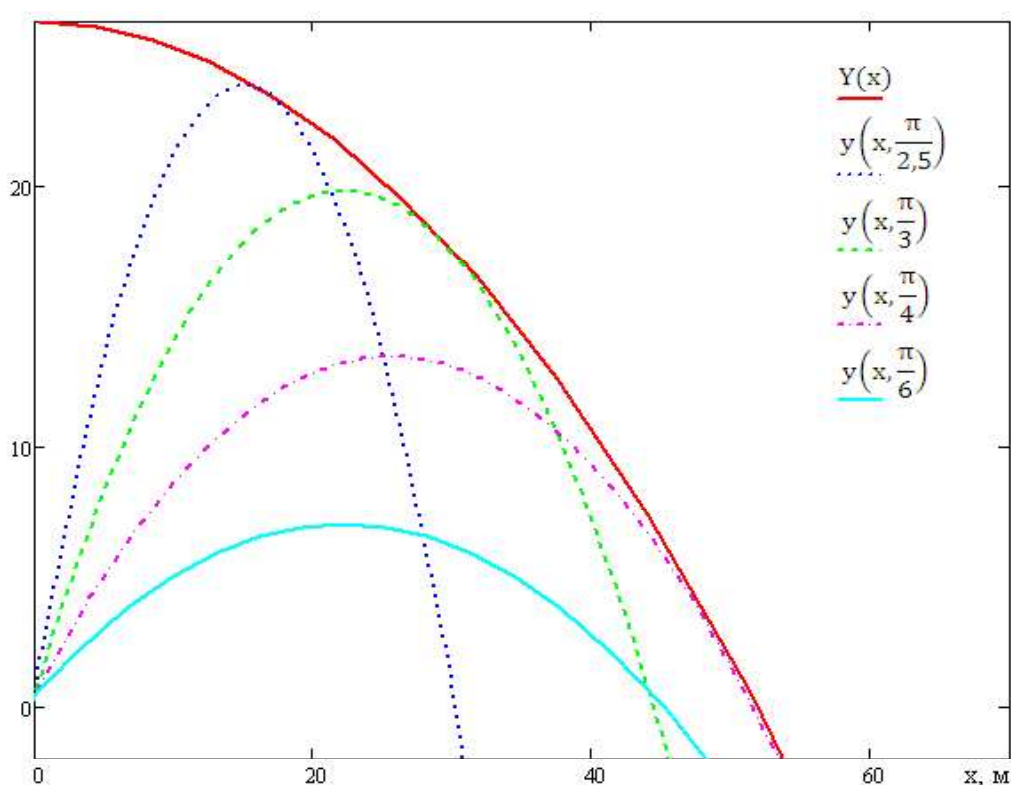


Рис. 4. Огибающая и частные траектории полета крышки арматуры

Fig. 4. Envelope and partial flight trajectories of the fitting cover

Пример. Рассмотрим случай вылета крышки арматуры для высокоэнергетического трубопровода Ду 300 с внутренним рабочим давлением 4 МПа. Масса крышки $m = 440$ кг, $R = 0,2$ м. Центр масс крышки расположен на высоте $h = 0,5$ м от пола в начальный момент времени. Для стадии, характеризующейся условием $P \neq 0$, расчеты приводят к следующим результатам: $M = 0,11$; $L = 0,37$ м; $V_0 = 22,6$ м/с. Для стадии, характеризующейся условием $P = 0$, значение

коэффициента сопротивления консервативно принимается равным (для кругового цилиндра, обтекаемого параллельно образующей) $C_x = 1,0$ – для случая обтекания шара [21]. Результаты расчетов: максимальная дальность – 51 м, максимальная высота – 26,3 м. Значение скорости при падении с большой высоты $V_\infty = 239$ м/с. Огибающая и частные траектории полета, соответствующие различным начальным углам вылета α , представлены на рис. 4.

Результаты расчетов показывают, в частности, что случаи вылета крышки арматуры обладают большой потенциальной опасностью для элементов систем, расположенных в одном помещении, поскольку зона поражения имеет большие размеры.

Предложенный подход является консервативным и позволяет оценить зону поражения от летящих предметов.

Заключение

Проведена оценка зоны поражения от летящего предмета при разрушении элемента с высокой потенциальной или кинетической энергией. Получены явные формулы для построения как частных траекторий полета, так и огибающей всех возможных траекторий. Огибающие позволяют учитывать как силы сопротивления, так и возможные случаи воздействия струи на осколок разрушенного элемента. Результаты могут быть применимы для оценки зоны поражения, создаваемой осколками, образовавшимися при разрушении турбогенератора: лопатки, части корпусов, цилиндров давления, ротора и др. При этом консервативный учет сил сопротивления при необходимости обеспечивает оптимизацию расположения зданий на площадке АЭС, поскольку позволяет обоснованно уменьшить потенциальную зону поражения.

Представленный подход к оценке траектории полета летящего предмета (арматура, осколок и др.) в консервативной и реалистичной постановках учитывает влияние струи и аэродинамического сопротивления. Результаты расчетов могут быть использованы для оценки степени поврежденности элементов систем и зданий. Полученные результаты предлагаются для обоснования безопасности ОИАЭ, в частности, при выполнении анализов внутренних и внешних воздействий, анализов проектных и запроектных аварий. Метод рекомендуется включить в состав методики или руководства по безопасности по выполнению анализа летящих предметов.

Библиографический список

1. **Таранчук, А.С.** Крупные аварии на ТЭС в результате повреждения роторов турбогенераторов // Актуальные проблемы энергетики – 2016: материалы научно-технической конференции студентов и аспирантов. – Минск : БНТУ, 2017. С. 322-327..
2. **Загретдинов, И.Ш.** Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и вывод / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк и др. // Теплоэнергетика. 2004. № 5. С. 515.
3. **Горюнов, О.В.** Методология анализа внутренних воздействий на безопасность АЭС / О.В. Горюнов, Ю.Л. Ермакович и др. // Электрические станции. 2021. № 5. С. 9-16.
4. **Гуревич, Д.Ф.** Арматура атомных электростанций: справочное пособие / Д.Ф. Гуревич, В.В. Ширяев, И.Х. Пайкин. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
5. **Маргулова, Т.Х.** Атомные электрические станции / Т.Х. Маргулова. – М.: Высшая школа, 1984. – 304 с.
6. **Зубов, В.Г.** Механика / В.Г. Зубов. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
7. **Долгачев, Ф.М.** Основы гидравлики и гидропривод: учебник для техникумов / Ф.М. Долгачев, В.С. Лейко. – М.: Стройиздат, 1981. – 183 с.
8. **Лойцянский, Л.Г.** Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.-Л.: Гостехиздат, 1950. – 676 с.
9. **Березкин, Е.Н.** Курс теоретической механики / Е.Н. Березкин. – М.: МГУ, 1974. – 647 с.
10. **Marion, J.B.** Classical Dynamics of particles and systems / J. B. Marion, S.T. Thornton. – Belmont: Saunders College Publishing, USA, 1995. – 670 p.

11. **Чурбанов, Е.В.** Краткий курс баллистики: учеб. пособие / Е.В. Чурбанов – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т., 2006. – 291 с.
12. **Розе, Н.В.** Теоретическая механика. Ч. 1. Механика материальной точки / Н.В. Розе. – М.Л.: Гос. техн.-теор. издательство, 1932. – 372 с.
13. **Прибатурин, Н.А.** Исследование струи при истечении вскипающей воды при разрыве трубопровода / Н.А. Прибатурин, Ю.А. Безруков, М.А. Быков и др. // Труды 4-й РНКТ (2006). Т. 5. Испарение, конденсация. Двухфазные течения. С. 284-287.
14. **Тимофеева, С.С.** Противопожарное водоснабжение : практикум / С.С. Тимофеева, О.М. Кустов. – Иркутск : Изд-во ИРНИТУ, 2016. – 69 с.
15. **Ландау, Л.Д.** Гидродинамика. Теоретическая физика. Т. VI / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 736 с.
16. **Броман, Г.И.** Затопленная струя Ландау: точные решения, их смысл и приложения / Г.И. Броман, О.В. Руденко // Успехи физических наук. 2010. Том 180. № 1. С. 97-104.
17. **Ткачук, Р.В.** Результаты лабораторных исследований параметров свободной воздушной струи, выходящей из вентиляционного трубопровода // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2010. № 9. С. 153-156.
18. **Штеренлихт, Д.В.** Гидравлика: учебник для вузов / Д.В. Штеренлихт. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 640 с.
19. **Аминов, Ю.А.** Дифференциальная геометрия и топология кривых / Ю.А. Аминов – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 160 с.
20. **Пискунов, Н.С.** Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов: учебное пособие для втузов. Т. 2. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 560 с.
21. **Кутателадзе, С.С.** Справочник по теплопередаче / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. – М.: Гос. энергетическое издательство, 1958. – 418 с.

*Дата поступления
в редакцию: 11.12.2023*

*Дата принятия
к публикации: 30.01.2024*

УДК 621.039.4

EDN: IYKJTW

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПАССИВНОГО ОТВОДА ТЕПЛА ОТ ПАРОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ПРОЕКТОВ РОССИЙСКИХ АЭС БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

А.В. Грибов

ORCID: 0009-0009-3555-4381 email: AVyGribov@rosatom.ru

АО «Государственный специализированный проектный институт»

*Москва, Россия***Г.А. Ершов**

ORCID: 0009-0009-5014-5316 email: GE.Ershov@atomproekt.ru

АО «Атомэнергопроект»

*Москва, Россия***А.С. Лобазов**

ORCID: 0009-0007-4805-4496 email: a.lobazov@ase-ec.ru

АО «Атомстройэкспорт»

Нижний Новгород, Россия

Представлен концептуальный проект модернизации системы отвода тепла от парогенераторов (ПМ СПОТ), функционирующей в следующих режимах эксплуатации энергоблока атомной станции (АЭС) с водяной реакторной установкой: нарушение нормальной эксплуатации и запроектные аварии. ПМ СПОТ разработан для адаптации проектов российских АЭС к требованиям международных Регуляторов по автономности энергоблоков и с целью повышению автономности. Приведены результаты теплогидравлического моделирования, экономическая оценка LCOE и оценка влияния ПМ СПОТ на коэффициент готовности АЭС. Исследованы надежность элементов ПМ СПОТ и достижение целевых показателей безопасности при эксплуатации системы по прямому назначению. Проведен анализ соответствующих требований международных Регуляторов, дана оценка капитальных затрат на внедрение ПМ СПОТ в проекты существующих АЭС.

Ключевые слова: атомная электростанция, пассивная система безопасности, остаточные тепловыделения, расхолаживание, требования международных Регуляторов, показатели готовности, коэффициент готовности, вероятностный анализ безопасности, надежность, вероятность отказа.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Грибов, А.В. Модернизация системы пассивного отвода тепла от парогенератора для проектов российских АЭС большой мощности / А.В. Грибов, Г.А. Ершов, А.С. Лобазов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2024. № 4. С. 44-57. EDN: IYKJTW

MODERNIZATION OF PASSIVE HEAT REMOVAL SYSTEM FROM STEAM GENERATORS FOR RUSSIAN DESIGN LARGE CAPACITY NUCLEAR POWER PLANTS PROJECTS

A.V. Gribov

ORCID: 0009-0009-3555-4381 email: AVyGribov@rosatom.ru

JSC «State Specialized Planning Institute»

*Moscow, Russia***G.A. Ershov**

ORCID: 0009-0009-5014-5316 email: GE.Ershov@atomproekt.ru

JSC «Atomenergoproekt»

Moscow, Russia

A.S. Lobazov

ORCID: 0009-0007-4805-4496 email: a.lobazov@ase-ec.ru

JSC «Atomstroyexport»

Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The paper presents the concept modernization project of heat removal system (HRS) from steam generators, operating in the following modes of operation of the nuclear power plant (NPP) with pressurized water reactor: normal operation violations accidents and beyond design basis accidents. HRS modernization project is developed to adapt Russian design NPP projects to the requirements of international Regulators regarding NPP level of autonomy and to increase autonomy of NPP. The article presents results of thermal and hydraulic processes modeling, LCOE economic evaluation, assessment of HRS modernization project impact on the NPP availability factor. Results of HRS modernization project elements reliability analysis, assessment of the achievement of the target safety performance of the system operation for its intended purpose are also shown. The analysis of corresponding requirements of international Regulators was carried out, capital costs for the implementation of the HRS modernization project in current NPP projects were evaluated.

Key words nuclear power plant, passive safety system, residual heat emission, cooldown, requirements of international Regulators, reliability indicators, availability factor, probabilistic safety analysis, reliability, failure probability.

FOR CITATION: A.V. Gribov, G.A. Ershov, A.S. Lobazov Modernization of the passive heat removal system from steam generators for Russian design nuclear power plants of large capacity project. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 44-57. EDN: IYKJTW

Введение

Согласно требованиям Международного агентства по атомной энергии (МАГАТЭ), атомная электростанция (АЭС) должна оставаться в безопасном состоянии после всех постулированных исходных событий тяжелых аварий, включая полное обесточивание. В настоящее время в новых проектах энергоблоков разработки РФ применяются системы пассивного отвода остаточных тепловыделений (СПОТ) (например, система пассивного отвода тепла от парогенераторов (СПОТ ПГ) к воде или атмосферному воздуху). Они позволяют поддерживать энергоблок в безопасном состоянии при любых постулируемых исходных событиях в течение не менее трех суток после аварии.

На Нововоронежской АЭС-2 (НВАЭС-2) используется СПОТ ПГ, конечным поглотителем тепла в которой является воздух. Эта система состоит из четырех независимых замкнутых каналов естественной циркуляции. При этом сам контур состоит из двух теплообменных модулей, трубопроводов пароконденсатного тракта с арматурой, подводящих и отводящих воздухопроводов, воздушных затворов и регулирующих устройств. Проектная мощность каждого из каналов составляет 33 % от мощности остаточных тепловыделений, т.е. резервирование выполнено по мажоритарной схеме «3 из 4». Данная система проектировалась по действовавшим до 2016 г. НП-001-97 «Общие положения обеспечения безопасности атомных станций» («ОПБ-88/97») в рамках разработки проекта НВАЭС-2 и предназначалась для обеспечения отвода тепла как в режимах нормальной эксплуатации энергоблока, так и в авариях в течение не менее 24 часов. По влиянию на безопасность элементы СПОТ имели классификационное обозначение по ОПБ-88/97-2НЗ. В проекте системы была обоснована возможность совмещения функций безопасности и нормальной эксплуатации по ОПБ-88/97 при эксплуатации энергоблока на мощности в режимах нарушения условий нормальной эксплуатации (далее – НУНЭ) и проектных авариях (ПА) в течение не менее 24 часов. Впоследствии, при адаптации проекта под требование НП-001-15 «Общие положения обеспечения безопасности атомных станций» (далее НП-001-15), СПОТ была переведена в состав специальных технических средств для управления запроектной аварией (ЗПА) и обоснована возможность расхолаживания реакторной установки (РУ) в течение 72 часов при полном обесточивании АЭС. При этом при строительстве АЭС за рубежом и адаптации проекта системы СПОТ ПГ под правила международных Регуляторов и эксплуатирующих организаций были выявлены следующие недостатки.

1. Невозможность расхолаживания энергоблока до безопасного состояния с целью выполнения требований п. 2.1.4.2.1Е, С EUR (Е) в режиме полного обесточивания энергоблока.

2. Невозможность СПОТ ПГ, в течение 72 часов после аварии, обеспечить автономность энергоблока в течение 7 суток из-за необходимости запитки активных элементов систем безопасности с целью подачи в РУ борной кислоты для обеспечения стояночной концентрации борного раствора в теплоносителе первого контура и дегазации парогенераторов.

3. Снижение эффективности теплоотвода от системы первого контура на конечных стадиях расхолаживания реакторной установки (РУ) из-за неустойчивой циркуляции охлаждаемой среды по контуру «парогенератор-воздушный т/о» при высоких температурах наружного воздуха (более 35 °С) и низких параметрах в 1-ом контуре (t менее 150 °С) по причине выделения нерастворимых газов из теплоносителя 1-го контура и охлаждаемой среды СПОТ в парогенераторе и воздушном теплообменнике СПОТ (ВТО СПОТ).

4. При эксплуатации системы в режиме ожидания имеет место «паразитный» сброс тепловой энергии в атмосферу для прогрета ВТО СПОТ.

Кроме того, при разработке проектов АЭС для зарубежных площадок, в соответствии с рекомендациями европейских эксплуатирующих организаций (*European utility requirements* – EUR) и МАГАТЭ, необходимо учесть требования к системам безопасности (в том числе, пассивным) (табл. 1).

Таблица 1.
Рекомендации европейских эксплуатирующих организаций

Table 1.
Requirements of European operating companies

Пункт НТД	Требования
2.1.4.2.1С EUR (Е)	Необходимо продемонстрировать в проекте, что безопасное состояние после нарушений нормальных условий эксплуатации, проектных аварий и сложных последовательностей можно поддерживать бесконечно
2.1.4.2.1Е EUR (Е)	В проекте следует предусмотреть возможность достижения безопасного состояния в течение 24 часов при сложных последовательностях. В любом случае безопасное состояние должно достигаться до истечения 72 часов
2.1.6.7.2А EUR (Е)	В проекте по каждому энергоблоку необходимо предусмотреть возможность отвода тепла во всех эксплуатационных состояниях, при авариях, проектных внешних опасностях и редких и тяжелых внешних опасностях в течение 7 дней без внешней поддержки
2.1.6.7.3 EUR (Е)	Станция должна оставаться независимой от внешнего электроснабжения, по крайней мере, в течение 7 дней во всех состояниях станции и при редких и тяжелых внешних опасностях
Н EUR (Е)	Разработчик должен обеспечить выполнение анализа, который подтвердит, что станция способна выдержать воздействия с момента начала полного обесточивания станции и до ввода в эксплуатацию резервного источника/резервных источников питания
SSR-2/1 rev.1	Проектные аварии должны использоваться для определения проектных основ (включая критерии функционирования) систем безопасности и других узлов, важных для безопасности, которые необходимы для контроля проектных аварийных условий и призваны обеспечить возвращение станции в безопасное состояние и смягчение последствий любых аварий

В контексте рекомендаций EUR важно различать понятия «Безопасного» и «Контролируемого» состояний АЭС. Согласно рекомендациям EUR, Revision E:

Safe State («Безопасное состояние») – это состояние станции и энергоблока после ожидаемых эксплуатационных событий, проектных аварий или после сложных последовательностей развития аварии, при которых реактор подкритичен, и основные функции безопасности могут выполняться и поддерживаться в стабильном состоянии в течение длительного времени;

Controlled State («Контролируемое состояние») – это состояние станции после ожидаемых при эксплуатации событий или после аварийных условий, при котором могут обеспечиваться фундаментальные функции безопасности и которое может поддерживаться в течение времени, достаточного для выполнения мер с целью достижения «Безопасного» состояния.

«...В отличие от Контролируемого состояния, в Безопасном состоянии фундаментальные функции обеспечиваются в течение длительного времени (в то время как в Контролируемом состоянии – в течение времени, достаточного для принятия действий для перевода АЭС в Безопасное состояние)» [1]. В поддержании автономности энергоблока и достижения безопасного состояния наибольшую роль играют рекомендации (табл. 1). Для выполнения требований объединения западноевропейских Регуляторов (*Western European Nuclear Regulators' Association* (WENRA)), а также рекомендаций EUR и МАГАТЭ в проектах современных российских АЭС целесообразно внедрить ПМ СПОТ, который позволит:

- обеспечить расхолаживание энергоблока до безопасного состояния (режим «холодное состояние» реакторной установки (РУ)) с целью выполнения требований п. 2.1.4.2.1Е, С EUR (Е) (табл. 1);
- повысить автономность энергоблока до 7 суток в условиях потери конечного поглотителя (п. 2.1.6.7.2А) и электроснабжения (п. 2.1.6.7.3, 2.1.7.5Н EUR (Rev.E)) (табл. 1);
- повысить эффективность теплоотвода от системы 1-го контура на конечных стадиях расхолаживания РУ в авариях для выполнения рекомендаций п. 5.24 SSR-2/1 rev.1 (табл. 1);
- учесть опыт, полученный при эксплуатации и предпусковых наладочных операциях головного энергоблока №1 НВАЭС-2.

Описание предлагаемого ПМ СПОТ ПГ

Для достижения требуемых показателей работы предлагается внести в систему СПОТ ПГ следующие изменения.

1. При нормальной эксплуатации энергоблока использовать «паразитный» сброс тепловой энергии в атмосферу для получения электроэнергии (э/э) с помощью термоэлектрогенераторов (ТЭГ) и накопления ее в аккумуляторных батареях (АБ). ТЭГ разместить на трубопроводах СПОТ ПГ.

2. Применить газоуловители для удаления газов из теплообменников (т/о) СПОТ ПГ в режимах работы системы по прямому назначению «пар-вода», «вода-вода».

3. Для повышения автономности работы системы использовать ледовый теплообменник (ЛТО).

4. Электроэнергию от АБ и ТЭГ расходовать в авариях для питания насосов, газоуловителей, арматуры газоудаления из первого контура, подачи борной кислоты в первый контур для обеспечения стояночной концентрации.

5. Использовать насос при прогреве системы при вводе РУ в режим «горячее состояние» из режима «холодное состояние».

Принципиальная схема модернизированной СПОТ ПГ приведена на рис. 1.

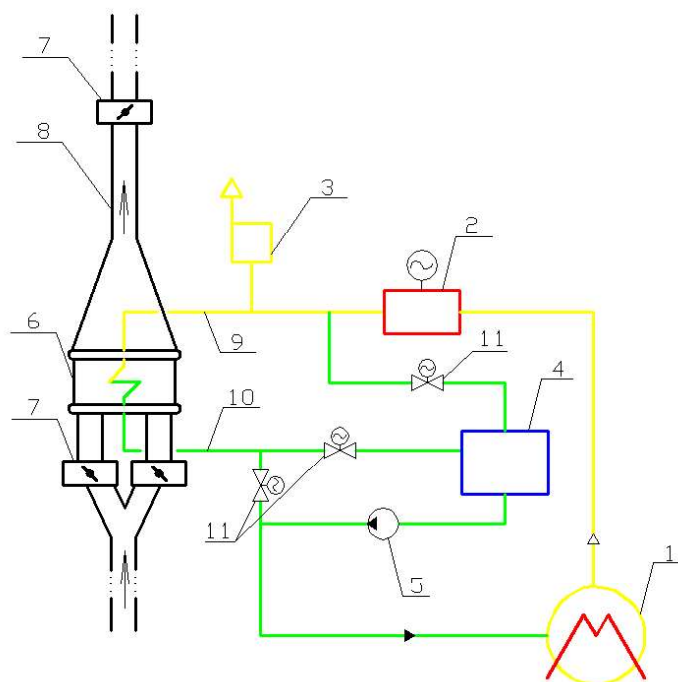


Рис. 1. Принципиальная схема модернизированной СПОТ ПГ:

1 – парогенератор, 2 – термоэлектрический генератор, 3 – газоуловитель, 4 – ледовый теплообменник, 5 – циркуляционный насос, 6 – воздушный теплообменник, 7 – воздушный затвор, 8 – воздуховод, 9 – трубопровод подвода охлаждаемой среды, 10 – трубопровод отвода охлаждаемой среды, 11 – запорная арматура

Fig. 1. Schematic diagram of the upgraded passive heat removal system from the steam generators:

1 – steam generator, 2 – thermoelectric generator, 3 – gas collector, 4 – ice heat exchanger, 5 – circulation pump, 6 – air heat exchanger, 7 – air-shutter, 8 – air duct, 9 – cooled medium supply pipeline, 10 – cooled medium outlet pipeline, 11 – shut-off valves

СПОТ ПГ включает: парогенератор (1), воздушный теплообменник (6), которые соединены друг с другом трубопроводами (9), (10) подвода и отвода охлаждаемой среды, соответственно, тем самым образуя тракт «парогенератор – воздушный теплообменник». Кроме того, она содержит термоэлектрический генератор (2) и газоуловитель (3), которые подключены к трубопроводу (9) подвода охлаждаемой среды к воздушному теплообменнику (6). В контуре трубопровода (10) отвода охлаждаемой среды от воздушного теплообменника (6) установлены ледовый теплообменник (4) и циркуляционный насос (5). В трубопроводе (10) отвода охлаждаемой среды от воздушного теплообменника (6) установлена запорная арматура (11) активно-пассивного действия.

При нормальной эксплуатации энергоблока атомной станции СПОТ ПГ находится в режиме ожидания, при котором термоэлектрический генератор (2) работает по прямому назначению, преобразуя тепло в электрический ток. Полученная энергия накапливается на аккумуляторных батареях (АБ), не представленных на рис. 1, поскольку они не влияют на достижение технического результата. При возникновении аварийных режимов при работе энергоблока система начинает работать по прямому назначению, при этом введение в действие циркуляционного насоса (5), газоуловителя (3) и открытие линии охлаждаемой среды к ЛТО (4), производится по сигналам автоматического и автоматизированного управления при снижении температуры охлаждаемой среды в пароводяном тракте ниже $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ из системы управления технологическими процессами АЭС (описание не приводится в силу общеизвестности). В составе ПМ СПОТ РУ ВВЭР-1200 предполагается использование четырех газоуловителей, восьми циркуляционных насосов, четырех ледовых теплообменников объемом по 150 м^3 , четырех термоэлектрических генераторов.

Характеристики оборудования ПМ СПОТ

1. Классификация / классификационное обозначение элементов системы по НП-001-15 – 2НТ.
2. Резервирование элементов системы – 4х33 %.
3. Характеристика циркуляционного насоса: подача – 20 м³/ч, напор – 25 м вод. столба. Мощность электродвигателя – 3 кВт.
4. Полезный объем ЛТО одного канала – не менее 150 м³.
5. Электрическая мощность ледогенератора – не более 1 кВт. Масса получаемого льда в сутки – не менее 2 500 кг.
6. Суммарная электрическая мощность ТЭГ одного канала – не менее 20 кВт.
7. Емкость АБ одного канала – не менее 800 А*ч.

Принципиальная схема канала ПМ СПОТ с указанием оборудования представлена на рис. 2.

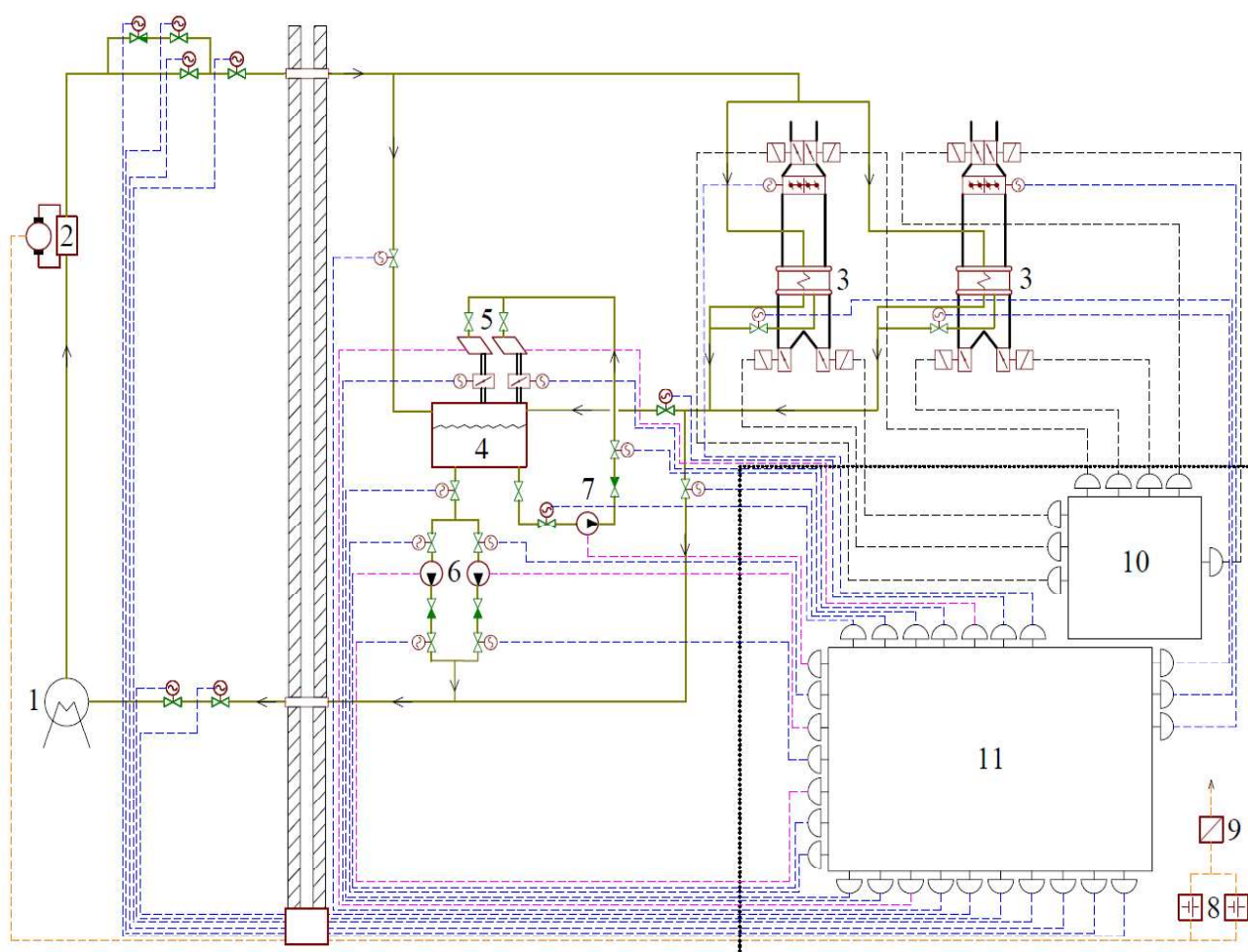


Рис. 2. Технологическая схема канала предлагаемой системы

1 – парогенератор, 2 – ТЭГ, 3 – ВТО СПОТ, 4 – ЛТО, 5 – ледогенераторы, 6 – конденсатные насосы, 7 – насос талой воды, 8 – АБ, 9 – преобразующий инвертор, 10 – шкаф управления электромагнитами воздушных затворов СПОТ, 11 – щит управления электроприводами системы

Fig. 2. Technological scheme of the proposed system channel:

1 – steam generator, 2 – thermoelectric generator, 3 – air heat exchanger, 4 – ice heat exchanger, 5 – ice machines, 6 – condensate pumps, 7 – meltwater pump, 8 – batteries, 9 – converting inverter, 10 – air-shutter electromagnets control cabinet, 11 – electric drives control panel

Результаты теплогидравлического расчета ПМ СПОТ

Для выполнения расчета модернизируемого воздушного СПОТ был использован расчетный анализ заprojektной аварии (ЗПА) – Отказ всех источников электроснабжения переменного тока, разработанный для блока № 1 НВАЭС-2 [2]. Мощность остаточных тепловыделений принята по данным табл. 15.4.24 НВАЭС-2, Глава 15 [2], динамика изменения мощности после останова реактора представлена на рис. 2.

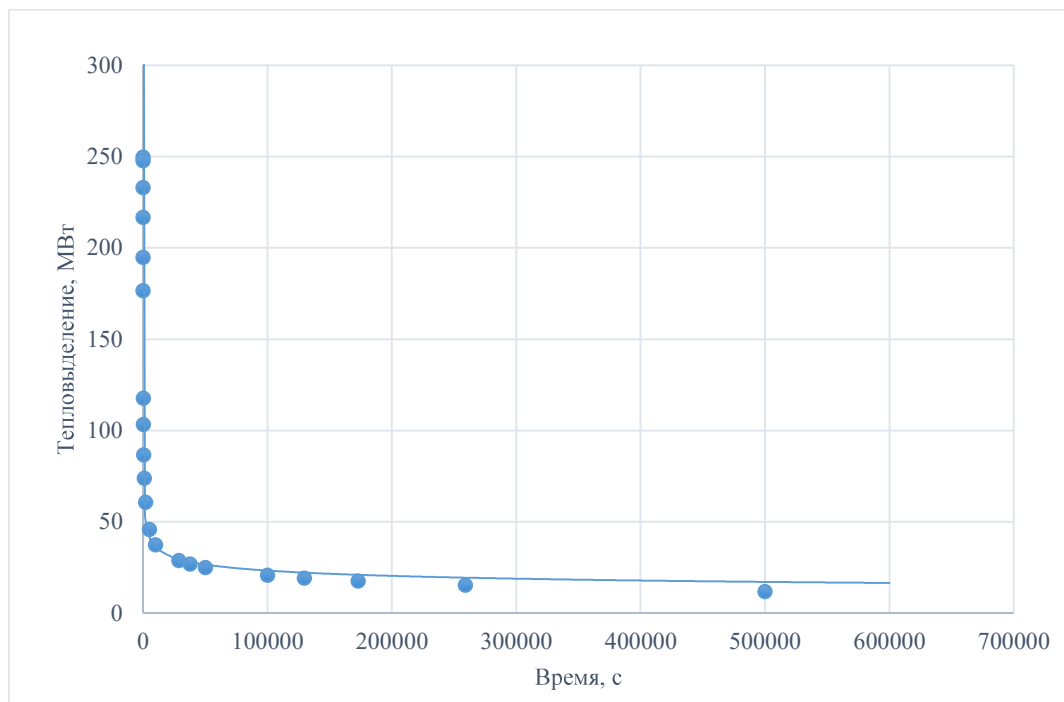


Рис. 3. График изменения мощности остаточных тепловыделений

Fig. 3. Residual heat power graph

Согласно расчетному анализу [2], расхолаживание РУ за 24 часа происходит за счет СПОТ ПГ (с участием быстродействующей редукционной установки сброса пара в атмосферу (БРУ-А) в интервале с 5 по 1823 сек аварии), далее приводится в действие пассивная часть системы аварийного охлаждения активной зоны реактора (САОЗ), открываются линии к гидроремкостям первой ступени (далее – ГЕ-1). В результате этого температура в первом контуре снижается с 295 до 140 °С за 4,5 суток (394 400 с). Дальнейшее расхолаживание РУ, после исчерпания запаса борного раствора ГЕ-1, (по истечении 4,5 суток) происходит только за счет работы СПОТ ПГ. Исходя из динамики тепловыделений за шестые сутки, можно утверждать, что на начало седьмых суток мощности СПОТ будет недостаточно для нормального расхолаживания РУ. Мощность остаточных тепловыделений от РУ на начало седьмых суток будет составлять 14,5 МВт, на начало восьмых суток – 10,3 МВт. Одновременно с этим происходят процессы выделения газов из теплоносителя 1-го и 2-го контуров, ухудшающих теплопередачу, как в парогенераторах, так и ВТО СПОТ.

Нужно отметить, что мощность остаточных тепловыделений на начало седьмых и восьмых суток 14,5 МВт и 10,3 МВт достигается при работоспособности всех парогенераторов и четырех каналов СПОТ и отсутствия влияния выделения газов на процессы теплообмена как в парогенераторах, так и ВТО СПОТ.

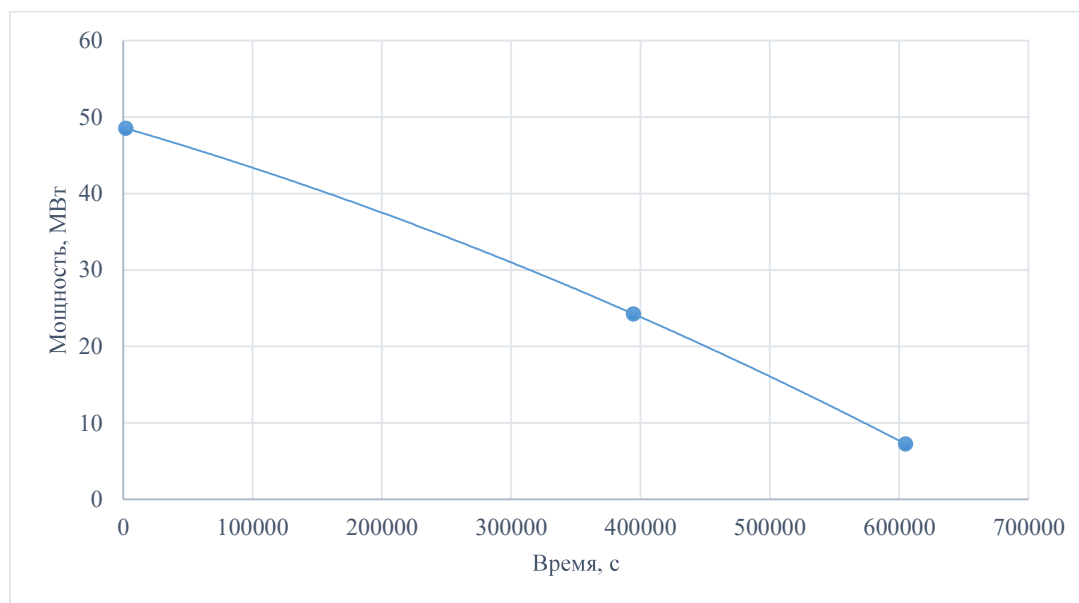


Рис. 4. График изменения мощности СПОТ ПГ

Fig. 4. Power graph of passive heat removal system from the steam generators

Для подтверждения автономности энергоблока с использованием модернизированной СПОТ ПГ для отвода тепла выбраны и приняты следующие граничные условия (табл. 2).

Таблица 2.

Граничные условия для выполнения расчета

Table 2.

Boundary conditions for calculations

Наименование параметра	Начальное значение параметра	Конечное значение параметра
Температура паро-водяной смеси на входе в СПОТ, °С	140	70
Температура паро-водяной смеси на выходе из СПОТ, °С	120	60
Температура на выходе из ЛТО, °С	70	30
Температура хладоносителя в ЛТО, °С	-10	70
Масса хладоносителя в ЛТО (лед), тонн	600	0
Температура воздуха на входе в СПОТ, °С	38	38
Температура воздуха на выходе из СПОТ, °С	130	60
Длительность режима, с (сут)	394400 (4,5)	604800 (7)

Теплогидравлический расчет выполнен с использованием программы *Mathcad*. При выполнении расчетов постулировалось, что нерастворенные газы из полостей парогенератора и ВТО СПОТ ПГ удалены за счет работы арматуры аварийного газоудаления парогенераторов, запитанной от АБ и ТЭГ. В 1-м контуре обеспечена стояночная концентрация борной кислоты за счет подачи ее от насосов, также запитанных от АБ и ТЭГ. Циркуляция теплоносителя по контуру «Парогенератор-ВТО СПОТ» осуществляется насосом, запитанным от АБ и ТЭГ. Масса льда выбрана, исходя из требуемой мощности теплоотвода для перевода РУ в «холодное состояние», равной 4,6 МВт.

Результаты расчетов подтверждают, что мощности модернизированной СПОТ ПГ будет достаточно для повышения автономности энергоблока АЭС до 7 суток и расхолаживания РУ до «холодного состояния».

Оценка надежности системы

Для определения надежности системы был выполнен анализ надежности модернизированной СПОТ ПГ при помощи программы для ЭВМ *Risk Spectrum PSA*, аттестованной в российском надзорном органе [3] и представляющей интегрированный пакет разработки логико-вероятностных моделей и выполнения вероятностного анализа безопасности. В ходе анализа построено дерево отказов элементов системы, и оценена вероятность отказа системы в различных режимах работы.

Результаты оценки надежности системы в сравнении с аналогичными показателями СПОТ ПГ НВАЭС-2 приведены в табл. 3.

Таблица 3.
Результаты оценки надежности системы

Table 3.
System reliability assessment results

Режим работы	Кол-во рабочих каналов СПОТ	Время работы, ч	Вероятность отказа	
			Модернизированная СПОТ	СПОТ ПГ НВАЭС-2
Режим расхолаживания РУ	4	72	1,62E-05	7,15E-05
Режим регулирования давления в ПГ	4	72	1.03E-03	2,76E-03
Режим отвода тепла при ЗПА	4	168	8.23E-05	—

В отличие от анализа надежности СПОТ ПГ НВАЭС-2, где расчет проводился при учете работы системы в течение 3 суток и не учитывал частичных отказов теплообменников, при расчете надежности предлагаемой системы учитывались все возможные отказы элементов и работа в течение 7 суток.

Результаты анализа надежности позволяют утверждать, что вероятность отказа представленной системы находится на уровне современных требований, повышает уровень безопасности энергоблока в целом, достигая при этом требуемых функциональных показателей.

Влияние на показатели готовности АЭС

Готовность АЭС – это свойство энергоблока сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность производить электроэнергию в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания и ремонта. Одним из основных показателей эффективности эксплуатации станции является коэффициент готовности. Коэффициент готовности – это вероятность того, что объект окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых применение объекта по назначению не предусматривается [4]. Данный показатель одновременно оценивает свойства работоспособности и ремонтпригодности объекта и в случае АЭС зависит от надежности строительных конструкций, систем и элементов (оборудования) блока.

Для расчета коэффициента готовности разработанной системы может быть использована формула:

$$K_r = \frac{\mu}{\lambda + \mu}, \quad (1)$$

где μ – интенсивность восстановления системы после отказа, 1/ч;

λ – интенсивность отказов системы, 1/ч.

В разработанной модернизированной системы отвода тепла (МСПОТ) предусмотрено четыре независимых канала. Допустимое время работы блока на мощности при работоспособных трех из четырех каналов СПОТ ПГ составляет 168 ч [5].

Принимаем время восстановления системы после единичного отказа (t_b) равным 168 ч, тогда интенсивность восстановления составит:

$$\mu = \frac{1}{t_b} = \frac{1}{168} = 0.006 \text{ (1/ч)}. \quad (2)$$

Вероятность отказа системы на интервале работы в 72 ч при использовании наиболее консервативных подходов к расчету (результат расчета представлен на рис. 4):

$$Q(t) = 1 - e^{-\lambda t} = 4,96 \cdot 10^{-4}, \quad (3)$$

где $t = 72$ ч – время работы системы;

λ – интенсивность отказов системы, 1/ч.

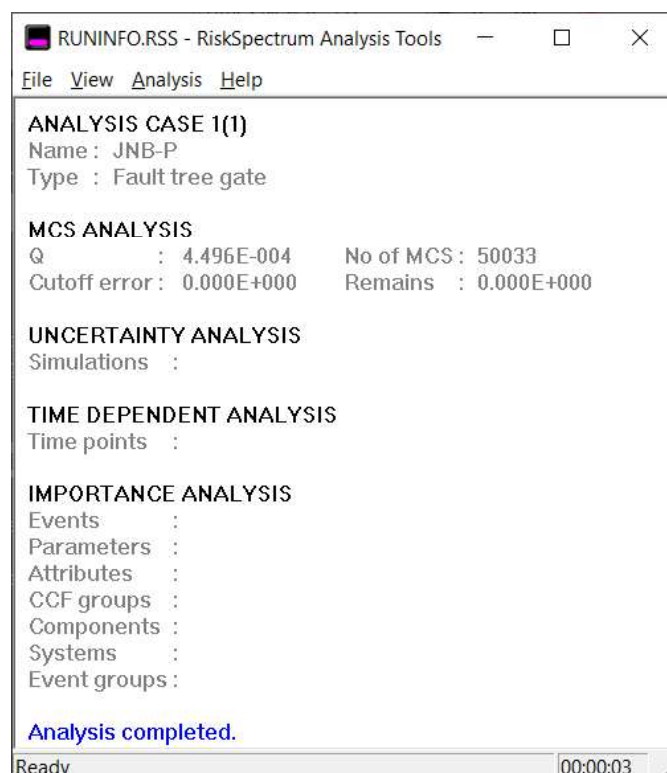


Рис. 5. Результат расчетов надежности МСПОТ ПГ с помощью *Risk Spectrum PSA*

Fig. 5. Reliability assessment results made in the Risk Spectrum PSA for the modified passive heat removal system from the steam generators

Таким образом, интенсивность отказов системы:

$$\lambda = -\ln \frac{1 - Q(t)}{t} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ 1/час} \quad (4)$$

Исходя из этого, коэффициент готовности разработанной системы составит:

$$K_r = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-5} + 6 \cdot 10^{-3}} = 99,65 \%. \quad (5)$$

Коэффициент готовности МСПОТ выше, чем целевой коэффициент готовности АЭС, принимаемый для проектов новых энергоблоков – 92 %. Это свидетельствует о том, что внедрение рассматриваемой системы в существующие проекты АЭС не приведет к снижению коэффициента готовности блока.

Капитальные затраты на реализацию системы

Для расчета капитальных затрат приняты расценки по ФЕРм 81-03-13-2001 «Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования» [3] и индексы изменения сметной стоимости на II квартал 2022 г. [4]. Массы и стоимости оборудования приняты на основании референтных решений. Масса и стоимость трубопроводов и арматуры системы принята укрупненно на основании референтных решений систем безопасности современных АЭС разработки РФ. Величина затрат на электротехническое оборудование принята равной 10 % от общей стоимости.

Таблица 4.

Капитальные затраты на реализацию системы

Table 4.

Capital costs

Позиция	Кол-во	Стоимость 1 ед., млн руб.	Масса, т	Расценка, руб/т			Стоимость монтажа 1 ед., млн руб.	Итого, млн руб.
				Оплата труда	Эксплуатация машин и механизмов	Материалы, изделия и конструкции		
т/о СПОТ	8	57	54	9028,59	9850,62	249,92	1,033	464,264
Насос конденсатный	8	0,02	0,1	224522,92	16957,29	32961,16	0,027	0,380
Насос талой воды	4	0,013	0,003	224522,92	16957,29	32961,16	0,001	0,055
Трубы, 1 канал	4	5,25	10,5	67249,85	4960,31	12532,26	0,890	24,559
Арматура, 1 канал	4	30	16	40403,00	2772,24	5007,88	0,771	123,084
ЛТО	4	60	96	141614,62	6443,66	28487,27	16,948	307,793
Ледогенери- рующая система	8	1	0,2	147597,75	69612,91	2147,56	0,044	8,351
ТЭГ	4	0,25	0,3	36506,89	12294,09	2097,74	0,015	1,061
Электротехническое оборудование								103,283
Всего:								1032,83

Для расчета операционных затрат потребление электроэнергии единицами оборудования принято на основе референтных решений, затраты на электроэнергию – согласно данным о ее себестоимости АО «Концерн Росэнергоатом», тариф на утилизацию принят для отходов II класса опасности согласно федеральному закону от 24.06.1998 N 89-ФЗ (ред. от 19.12.2022) «Об отходах производства и потребления» [8] на основании имеющихся на рынке предложений. Величина затрат на электротехническое оборудование принята равной 10 % от общей стоимости.

Таблица 5.
Операционные затраты на обеспечение работы системы

Table 5.
Operation and maintenance costs

Позиция	Кол-во	Потребление э/э, кВт	Затраты на э/э, руб./кВт*ч	Техн. обслуж., млн руб.	Вывод из экспл., млн руб.	Утилизация, млн руб.	Итого, млн руб.
Т/О СПОТ	8	-		0,950	0,0172	12,042	0,967
Насос конденсатный	8	3	0,8	0,0003	0,0005	0,022	0,001
Насос талой воды	4	0,12	0,8	0,0002	0,0000	0,0007	0,0003
Трубы, 1 канал	4	-		0,088	0,0148	2,342	0,102
Арматура, 1 канал	4			0,500	0,0128	3,568	0,513
Лед ящик 150 м ³	4	-		1,000	0,2825	21,408	1,282
Ледогенериру- ющая система	8	0,37	0,8	0,017	0,0007	0,045	0,020
ТЭГ	4			0,004	0,0003	0,067	0,004
Электротехническое оборудование – 10 % от общей суммы							0,321
							3,212

Как известно, один из показателей экономической эффективности эксплуатации АЭС является LCOE (*Leverized cost of electricity*) – полная удельная приведенная стоимость электрической энергии, т.е. цена электроэнергии, при которой достигается полное покрытие совокупной стоимости владения АЭС в течение жизненного цикла станции. Оценка влияния внедрения предлагаемой системы на показатель LCOE АЭС проведена в соответствии с «Едиными отраслевыми методическими указаниями по определению показателя LCOE и предельной стоимости АЭС в России, обеспечивающей конкурентоспособный уровень показателя LCOE» [9]:

$$LCOE_{AЭС} = \frac{KЗ_{прив}^{AЭС} + \sum_{i=1}^n \frac{OЗ_i^{AЭС} \cdot (1 - НП) - A_i^{AЭС} \cdot НП}{\prod_{j=1}^j (1 + CD_j^{AЭС})}}{\sum_{i=1}^n \frac{CI_i \cdot W^{AЭС} \cdot (1 - НП)}{\prod_{j=1}^j (1 + CD_j^{AЭС})}} = 0,017 \text{ руб/кВт*ч}, \quad (6)$$

где n – суммарная длительность (в годах) проектного периода эксплуатации, в соответствии с современными проектами российских АЭС принятая равной 60, $KЗ_{прив}^{AЭС}$ – капитальные затраты на реализацию предлагаемой системы, приведенные к моменту ввода энергоблока в эксплуатацию, рассчитываются по формуле:

$$KЗ_{прив}^{AЭС} = \sum_{i=0}^{t-1} KЗ_i^{AЭС} \cdot (1 + РСД_i^{AЭС})^{t-1-i} = 1,390 \text{ млрд руб.}, \quad (7)$$

где $KЗ_i^{AЭС} = \frac{1032,83}{60} = 17,214$ млн руб. – капитальные затраты на реализацию по годам, приняты равномерно распределенными по всему сроку службы АЭС;

t_0 – год начала реализации проекта;

t_1 – год начала реализации проекта;

НП = 20 % ставка налога на прибыль;

$OZ_i^{AЭС} = 4,917$ млн руб. – операционные затраты на обеспечение работы системы, принятые равномерно распределенными по всему сроку службы АЭС;

$CD_j^{AЭС} = 8$ % – ставка дисконтирования в j -ом году, принятая одинаковой по всему сроку службы АЭС;

$A_i^{AЭС} = \frac{1032,83}{60} = 17,214$ млн. руб. – амортизация за i -ый период, принятая равномерно распределенной по всему сроку службы АЭС;

$CI_i = 1,07$ – кумулятивный индекс потребительских цен в i -ом году, принятый одинаковым по всему сроку службы АЭС;

$PCD_i^{AЭС} = \frac{CD_j^{AЭС} + 1}{CI_i} - 1$ – реальная ставка дисконтирования;

$W^{AЭС} = N \cdot \text{КИУМ} \cdot 24 \cdot 365 = 8,480 \cdot 10^6$ кВт·ч в год – прогнозируемый среднегодовой полезный отпуск электрической энергии атомной электростанции;

$N = 1100$ МВт – электрическая мощность нетто АЭС, принята в соответствии с современными проектами российских АЭС;

КИУМ = 88 % – коэффициент использования установленной мощности АЭС, принят в соответствии с целевыми показателями современных проектов российских АЭС.

Результаты расчета следующие.

1. Капитальные затраты на реализацию системы составляют порядка 1,033 млрд руб. Увеличение капитальных затрат при внедрении МСПОТ составляет порядка 250 млн руб., что при затратах на строительство реакторного отделения типового энергоблока порядка 100 млрд. руб. приводит к увеличению его стоимости менее чем на 1 %.

2. Операционные затраты на обеспечение работы МСПОТ составляют 3,212 млн руб. за весь жизненный цикл эксплуатации энергоблока АЭС.

3. Рост средней расчетной себестоимости производства электроэнергии на протяжении всего жизненного цикла электростанции (LCOE) при внедрении МСПОТ составит менее 2 коп. за кВт*ч.

Заключение

Проведенная оценка ПМ СПОТ (патент РФ от 07.02.2020 № 2713747) позволяет сделать вывод о целесообразности и практической возможности применения данного решения на будущих проектах АЭС с реактором типа ВВЭР для повышения уровня безопасности энергоблоков и приведения проектов в соответствие со всеми требованиями международных Регуляторов и эксплуатирующих организаций при незначительном увеличении капитальных вложений и себестоимости электроэнергии относительно стоимости сооружения аналогичной АЭС в Российской Федерации.

Библиографический список

1. Ланкин, М.Ю. Сравнительный анализ требований к обеспечению безопасности атомных станций (нормы безопасности МАГАТЭ и российские федеральные нормы и правила в области использования атомной энергии) / М.Ю. Ланкин – М.: ОнтоПринт, 2020. – 378 с.
2. Нововоронежская АЭС-2 Энергоблок № 2. Отчет по обоснования безопасности. Глава 15, Анализ аварий (NW2O.W.120.1.15&&&.07&&.022.HD.0001_&_026-044=4). – АО «Атомэнергoproject», 2015.
3. Программа для ЭВМ Risk Spectrum PSA. Аттестационный паспорт программного средства, регистрационный номер 484 от 19.12.2019 – Ростехнадзор, ФБУ «НТЦ ЯРБ», 2019. – 1 с.

4. Анализ опыта эксплуатации при продлении срока эксплуатации блока АС (РБ-030-04). – Ростехнадзор, ФБУ «НТЦ ЯРБ», 2004. – 26 с.
5. Нововоронежская АЭС-2 с энергоблоками № 1 и № 2. Проект. Вероятностный анализ безопасности (ВАБ). Том 1. ВАБ первого уровня. Книга 1. ВАБ уровня 1 для внутренних инициирующих событий при работе энергоблока на мощности. Краткая характеристика проекта энергоблока. Приложение Г, Качественный анализ надежности систем и деревьев отказов. Защитные системы безопасности (NW2P.B.120.&&&&&.0101&.022.HH.0005) – АО «Атомэнергопроект», 2007 – 211 с.
6. Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования (ФЕРм 81-03-13-2001) – М.: Росстрой, 2001. – 59 с.
7. Приложение № 1 к письму Минстроя России от 08.07.2022 № 32358-ИФ/09 «Индексы изменения сметной стоимости строительно-монтажных и пусконаладочных работ по объектам использования атомной энергии, определяемых с применением федеральных единичных расценок, на II квартал 2022 года». – М.: Минстрой, 2022. – 4 с.
8. Федеральный закон от 24.06.1998 N 89-ФЗ (ред. от 19.12.2022) «Об отходах производства и потребления» [Электронный ресурс] // Режим доступа: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_19109/ (дата обращения 10.12.2023).
9. Единые отраслевые методические указаниями по определению показателя LCOE и предельной стоимости АЭС в России, обеспечивающей конкурентоспособный уровень показателя LCOE» – Госкорпорация. – М.: Росатом, 2017 – 10 с.

*Дата поступления
в редакцию: 01.12.2023*

*Дата принятия
к публикации: 31.01.2024*

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.3.027.3

EDN: EGXDOD

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА С ВЫНОСНОЙ ПНЕВМОКАМЕРОЙ ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИНАХ

Р.Р. Букиров

ORCID: 0009-0003-9303-3142 e-mail: bukirov_r.r.-king@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет
*Санкт-Петербург, Россия***С.В. Репин**

ORCID: 0000-0002-4224-5554 e-mail: repinserge@mail.ru

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет
Санкт-Петербург, Россия

Представлена новая конструкция пневмогидравлического амортизатора с выносной пневмокамерой, обеспечивающей специфическую упругую характеристику, эффективно снижающую амплитуды колебаний при движении транспортно-технологической машины (ТТМ) по неровной дороге, повышая при этом скорость движения по неровностям дороги. Приведены сравнительные графики давления и жесткости упругого элемента амортизатора с учетом выносной пневмокамеры и без нее. Акцент сделан на снижение динамических нагрузок за счет применения выносной пневмокамеры. В качестве оценки колебательного процесса рассматривается двухмассовая колебательная система, учитывающая поведение непродессоренной массы, которая выполнена в виде математической модели в программной среде *MathCAD*. Результаты подтверждают эффективность применения нового амортизатора. Проведено компьютерное моделирование свободных колебаний двухмассовой колебательной системы, представлена методика колебательного процесса динамической двухмассовой колебательной системы.

Ключевые слова: транспортно-технологические машины, шасси, подвеска, пневмогидравлический амортизатор, демпфирование, колебания, колебательная система подвески, математическая модель.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Букиров, Р.Р. Исследование оптимальных параметров пневмогидравлического амортизатора с высокой пневмокамерой для демпфирования колебаний в транспортно-технологических машинах / Р.Р. Букиров, С.В. Репин // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 58-69. EDN: EGXDOD

STUDY OF OPTIMAL PARAMETERS OF PNEUMOHYDRAULIC SHOCK ABSORBER WITH REMOTE PNEUMATIC CHAMBER TO DAMPING OSCILLATIONS IN TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

R.R. Bukirov

ORCID: 0009-0003-9303-3142 e-mail: bukirov_r.r.-king@mail.ru

St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering
St. Petersburg, Russia

S.V. Repin

ORCID: 0000-0002-4224-5554 e-mail: repinserge@mail.ru

St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering

St. Petersburg, Russia

Abstract. The paper presents a new design of the pneumohydraulic shock absorber with a remote pneumatic chamber, providing a specific elastic characteristic that effectively reduces oscillation amplitudes during the movement of a transport and technological machine (TTM) on an uneven road, and consequently, increases the speed of TTM movement. Comparative graphs of pressure and stiffness of the elastic element of the shock absorber with and without a remote pneumatic chamber are presented. Emphasis is placed on the reduction of dynamic loads due to the use of a remote pneumatic chamber. A two-mass oscillatory system is made as a mathematical model in MathCAD to assess the oscillatory process, taking into account the behavior of unsprung mass. The results confirm the effectiveness of the new shock absorber. A computer simulation of free oscillations of a two-mass oscillatory system were carried out and a methodology for the oscillatory process of a dynamic two-mass oscillatory system is presented.

Key words: transport and technological machines, chassis, suspension, pneumohydraulic shock absorber, damping, oscillations, oscillating suspension system, mathematical model.

FOR CITATION: R.R. Bukirov, S.V. Repin. Study of optimal parameters of pneumohydraulic shock absorber with remote pneumatic chamber to damping oscillations in transport and technological machines. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 58-69. EDN: EGXDOD

Введение

Динамика движения транспортно-технологических машин (ТТМ) на базе колесных шасси грузовых автомобилей (строительных и дорожных машин) зависит от упругодемпфирующих характеристик, особенно при эксплуатации в условиях бездорожья, характеризующегося грунтами с различным состоянием поверхности, непосредственно влияющим на плавность хода и различные эксплуатационные характеристики [1-8]. Поэтому повышение упругодемпфирующих способностей подвески является актуальной проблемой, имеющей важное народнохозяйственное значение. В настоящее время выделяются следующие направления повышения упругодемпфирующих свойств: разработка устройств, обеспечивающих саморегулирование жесткости упругих и демпфирующих характеристик в зависимости от нагрузки и режимов колебаний; разработка новых структур амортизаторов, обеспечивающих существенное повышение упругодемпфирующих свойств подвесок; определение оптимальных параметров комбинированных упругодемпфирующих систем, в частности, при совместной работе гидравлических и воздушных систем подрессоривания [9].

Плавность хода и эксплуатационные характеристики машины во многом определяются демпфирующими свойствами подвески. Именно поэтому для улучшения их характеристик применяют амортизаторы, ограничивающие скорость сжатия и расширения упругого элемента подвески за счет поглощения большей части энергии колебаний [8, 10]. Также немалую роль играют и упругие элементы подвески, гасящие ударную нагрузку от толчков со стороны неровностей дороги, при этом на них приходится сильнейшие удары со стороны дорожных неровностей. Поэтому гасящая способность данных элементов подвески должна обеспечивать требуемую упругую характеристику, более плавный ход машины и сохранность других элементов подвески [2]. Совместная работа упругих и демпфирующих элементов обеспечивает наилучшую плавность хода. Конструктивно упругие элементы и амортизаторы устанавливаются в конструкцию подвески, как правило, отдельными узлами, но они не обеспечивают требуемую упругую и демпфирующую характеристики. Так, применение данных устройств в условиях бездорожья приводит к снижению на 50 % средней эксплуатационной скорости ТТМ, снижению безопасности дорожного движения, повышению до 70 % расхода топлива, уменьшению до 40 % межремонтного пробега, а потери вибросчувствительных грузов (оборудования) достигают 15...30 % [9]. Невозможность обеспечить требуемую упругую и демпфирующую характеристики объясняется тем, что упругая характеристика таких устройств имеет

прогрессивный или линейный характер, имеющие высокие значения жесткости в конце хода сжатия. [11]. Для смягчения упругой характеристики возможно применение дополнительных элементов подвески – пневматических баллонов, связанных с внешним источником сжатого воздуха [10], однако их использование усложняет и удорожает конструкцию.

Применение таких известных конструкций, как гидропневматические амортизаторы, содержащие упругий элемент в виде внутренней пневматической камеры [11, 12] способно, в дополнение к основным функциям гашения и демпфирования колебаний подрессоренной массы автомобиля, выполнять еще и функции пневматических баллонов. Однако и этим амортизаторам присуще высокое значение жесткости в конце хода сжатия. Смягчение упругой характеристики таких амортизаторов возможно за счет применения внешней пневматической камеры, связанной с внутренней пневмокамерой и уменьшающей относительное изменение объема газа в конце хода сжатия [2]. Движение по неровностям дороги оказывает на автомобиль воздействие, вызывающее колебания всех подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля. Для рассмотрения колебаний масс в основном используют простейшие одномассовые колебательные системы. Их применение в исследовании позволяет оценить процесс гашения колебаний подрессоренной массы с различными параметрами системы. Однако такая система не учитывает влияние неподрессоренных масс и упругости шин. Использование двухмассовой колебательной системы позволяет изучить влияние подвески не только на колебания подрессоренной массы, но и на колебания неподрессоренной массы, а также на деформации шин [13]. Это, в свою очередь, позволит оценить работу предлагаемого амортизатора, сводящего сам процесс колебаний к минимуму.

В предыдущей работе [2] была представлена примерная конструкция и ориентировочные результаты моделирования одномассовой колебательной системы. В настоящей статье предлагается реализованное в конструкции и запатентованное техническое решение пневмогидравлического амортизатора с дополнительной пневматической камерой, направленное на обеспечение требуемой упругой и демпфирующей характеристики подвески [12]. Уточнены результаты математического моделирования колебательного процесса и упругодемпфирующие характеристики предлагаемого технического решения. Предложена динамическая двухмассовая колебательная система, реализованная в программной среде *MathCAD*. Исследована динамика двухмассовой колебательной системы при свободных колебаниях, и дана оценка влияния применения внешней пневматической камеры на динамику движения ТТМ.

Техническое решение

Для обеспечения требуемой плавности хода был разработан пневмогидравлический амортизатор с дополнительной выносной камерой, который позволяет обеспечить как требуемую демпфирующую характеристику, так и требуемую упругую характеристику за счет сочетания упругого и демпфирующего элементов, а дополнительное применение выносной пневматической камеры позволяет обеспечить требуемую жесткость в конце хода подвески.

Разработанный пневмогидравлический амортизатор (рис. 1) [14], в отличие от однотрубных гидропневматических аналогов стандартной конструкции, содержит нижний 3 и верхний 4 цилиндры, соединенные уплотнительной направляющей втулкой 6, гидравлический 7 и пневматический 8 поршни, направляющую (разделительную) втулку 9, в нижней части цилиндра 3 имеется проушина 12, для крепления амортизатора к оси машины, верхняя часть цилиндра 4 снабжена верхней крышкой 11 с закрепленной на ней проушиной 13, для крепления к кузову машины, шток 15, жестко закрепленный на крышке 11 с внутренней стороны, проходящий через направляющую (разделительную) втулку 9 и жестко связанный с гидравлическим поршнем 7 стопорным кольцом 14.

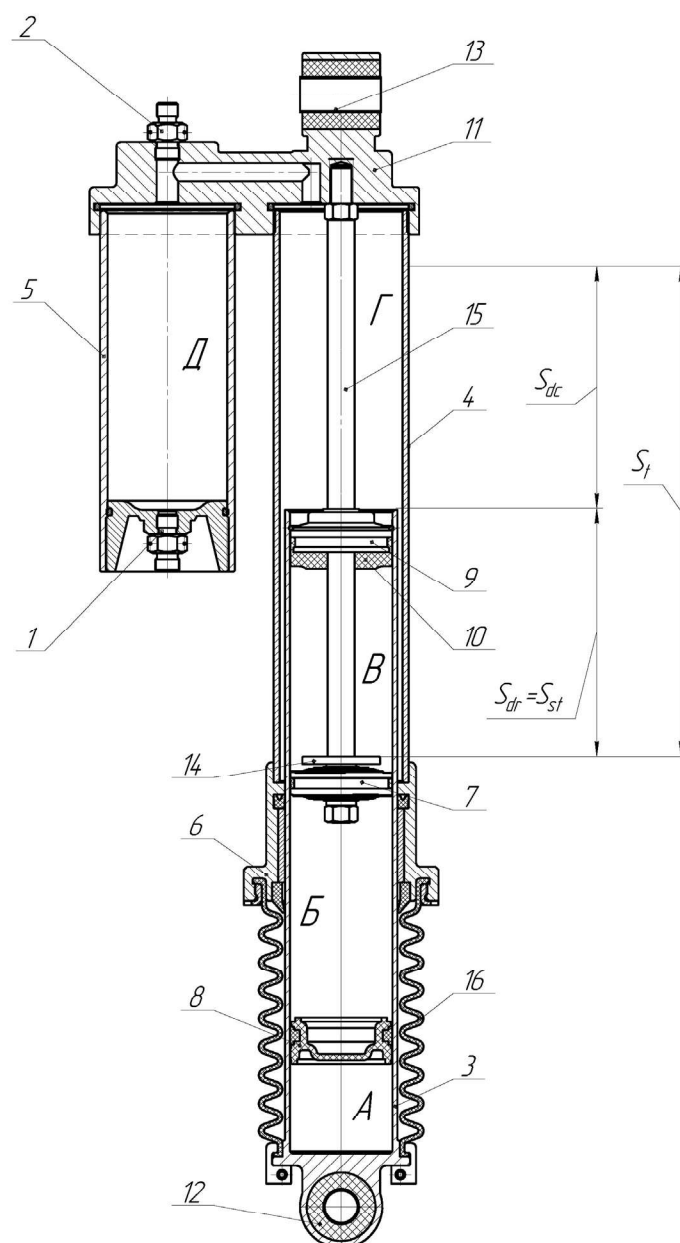


Рис. 1. Конструкция пневмогидравлического амортизатора:

S_t – общий ход амортизатора; S_{dr} – ход отбоя; S_{dc} и S_{st} – ход сжатия и статическая деформация

Fig. 1. Design of pneumohydraulic shock absorber:

S_t – total shock absorber stroke; S_{dr} – rebound stroke;
 S_{dc} and S_{st} – compression stroke and static deformation

Нижний цилиндр 3 имеет три полости: две жидкостные полости Б и В, содержащие амортизирующую жидкость и разделенные поршнем 7, и газовую полость А, заполненную азотом под заданным давлением и отделенную от полости Б поршнем 8. Сам нижний цилиндр 3 снабжен дополнительно защитным кожухом 16 для предохранения самого цилиндра от контакта с окружающей средой (грязь, песок, пыль, химические реагенты), повышая тем самым его надежность. Поршень 7 снабжен дроссельными каналами и клапанами (на рис. 1 не показаны), служащими для перетекания амортизирующей жидкости между полостями Б и В и обеспечения за счет их сопротивления требуемых гидравлических характеристик амортизатора. Втулка 9 со стороны поршня 7 снабжена резиновой амортизирующей прокладкой 10, которая при отбое амортизатора контактирует со стопорным кольцом 14, смягчая тем самым ударную нагрузку на амортизатор и машину [11].

К верхней крышке 11 параллельно с цилиндром 4 прикреплена дополнительная пневматическая камера 5, имеющая канал, соединяющий камеры Д и Г, заполненные сжатым воздухом под заданным давлением. С целью обеспечения оптимальной плавности хода машины в зависимости от грузоподъемности и неровности дороги, а также предохранения амортизатора от перегрузок, дополнительная пневматическая камера 5 имеет предохранительный клапан 1 и регулировочный клапан 2, подключенного к пневматической системе машины (на схеме не показана), обеспечивая тем самым требуемое (настроенное) давление в камере Д и Г.

При движении ТТМ удар от неровностей дороги гасится в основном за счет упругости сжатого азота в полостях Д и Г при движении цилиндра 3 вверх относительно цилиндра 4 и частично за счет сжатия азота в полости А. Объем полости А уменьшается во время такта сжатия за счет вытеснения жидкости штоком 15, движущимся вниз относительно цилиндра 3, так как движение поршня 8 компенсирует вытеснение жидкости штоком. Гашение амплитуды колебаний после удара (т.е. затухание колебаний) происходит за счет гидравлического сопротивления поршня 7, вызванного протеканием жидкости через каналы и клапаны поршня 7.

Моделирование упругой характеристики

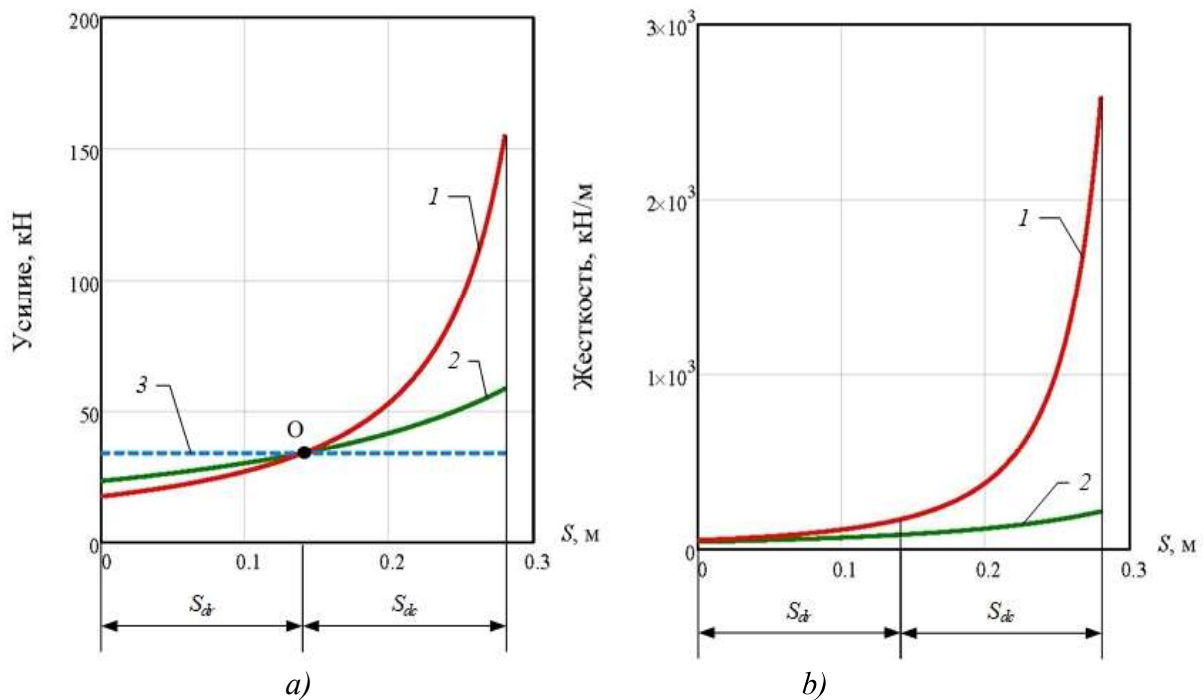
Ударогасящая способность подвески определяется упругой характеристикой, представляющей собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации (прогиба) подвески, измеряемой непосредственно над осью колеса. Параметрами, характеризующими упругие свойства подвески, являются [2, 10, 11]: статический прогиб S_{st} ; динамический ход (прогиб) до верхнего S_{dc} (сжатие) и нижнего S_{dr} (отбой) ограничителей хода; коэффициент динамичности; жесткость подвески.

Построение упругой характеристики амортизатора начинается с выбора основных его параметров в соответствии с рекомендациями [2, 10, 11]: статической нагрузки P_{st} на амортизатор в снаряженном состоянии; статического прогиба амортизатора в снаряженном состоянии S_{st} ; динамического хода сжатия S_{dc} ; динамического хода отбоя S_{dr} ; нагрузки P_{dc} на амортизатор при S_{dc} ; нагрузки P_{dr} на амортизатор при S_{dr} . Плавность хода подвески в значительной степени зависит от жесткости упругого элемента, которая характеризуется зависимостью давления от объема сжимаемого воздуха. Ниже представлена формула расчета жесткости упругого элемента амортизатора от давления в пневмокамерах P , деформации S и объема пневматических камер V с учетом дополнительной камеры и без нее:

$$C = \frac{P \cdot F_{\eta}^2}{V - F_{\eta} \cdot S}. \quad (1)$$

где S – текущая деформация амортизатора (изменяется от 0 до $S_t = S_{dr} + S_{dc}$); F_{η} – эффективная площадь рабочей полости пневмогидравлического амортизатора; V – текущий объем воздуха в камерах Г и Д (рис. 1).

На рис. 2 представлены результаты моделирования в *MathCAD* упругой характеристики и жесткости амортизатора с дополнительной пневматической камерой и без нее для наиболее нагруженной задней оси ТТМ на базе шасси грузового автомобиля КАМАЗ-43502. Основным упругим элементом предлагаемого амортизатора является основная и дополнительная пневмокамера (Г и Д на рис. 1). Восприятие силовых нагружений обеспечивается давлением сжатого воздуха, а жесткость – объемом, в котором находится сжимаемый воздух [13]. Из рис. 2 а видно, что полученная упругая характеристика имеет пологую характеристику, а применение дополнительной пневматической камеры (линия 2) делает упругую характеристику еще более полой, тем самым значительно снижая усилия на ходе сжатия (примерно на 61 %), и одновременно дает некоторое повышение усилий на ходе отбоя (примерно на 26 %), обеспечивая таким образом более плавное поглощение неровности во всем диапазоне хода подвески.



**Рис. 2. Результаты моделирования в MathCAD
упругой характеристики (a) и жесткости (b) амортизатора:**

1 – усилие / жесткость без дополнительной камеры; 2 – усилие / жесткость с дополнительной камерой; 3 – линия показывающая положение амортизатора под статической нагрузкой; S_{dr} и S_{dc} – ход отбоя и ход сжатия, м

**Fig. 2. Results of MathCAD modeling
of elastic characteristic (a) and stiffness (b) of the shock absorber:**

1 – force/stiffness without additional chamber; 2 – force/stiffness with additional chamber;
3 – line showing the position of the shock absorber under static load; S_{dr} and S_{dc} – rebound and compression stroke, m

Пересечение линий в точке О объясняется тем, что в качестве исходного для расчета параметров пневматической системы амортизатора было принято расчетное усилие при статической нагрузке P_{st} снаряженного автомобиля. От него рассчитываются усилия динамического сжатия S_{dc} и отбоя S_{dr} . Положение точки О зависит от заданного первоначально давления в камерах Г и Д (рис. 1). Из этого следует, что параметры упругой характеристики могут варьироваться.

Как видно из рис. 2 б, жесткость пневматического упругого элемента без применения дополнительной камеры имеет более прогрессивную характеристику, чем на рис. 2 а, линия 1, и линии 1 и 2 не имеют пересечения. Объясняется это тем, что жесткость в большей степени зависит от объема сжимаемого воздуха V и эффективной площади рабочей полости F_{η} , которые обеспечиваются конструктивными параметрами. Применение дополнительной камеры в значительной степени снижает жесткость элемента в конечном ходе сжатия S_{dc} . Так, в случае статической нагрузки на амортизатор жесткость упругого элемента снижается на 51 %, и в конечном ходе подвески жесткость упругого элемента снижается на 92 %.

Вертикальная динамика двухмассовой колебательной системы

Оценим, какие результаты дает более пологая характеристика упругого элемента амортизатора, влияющей на плавность хода ТТМ, выполнив моделирование колебательного процесса двухмассовой системы.

Известно, что автомобиль можно представить как колебательную систему, состоящую из нескольких масс, соединенных между собой упругодемпфирующими связями. Для анализа упругодемпфирующих способностей подвески машины была рассмотрена двухмассовая колебательная система (рис. 3), где возмущение колебаний, вызванное после проезда неровности, задано нулевым начальным условием. Данное условие позволяет проанализировать свободное движение системы при выводе ее из состояния покоя, получая свободные колебания, которые показывают собственные частоты системы и степень ее демпфирования [6].

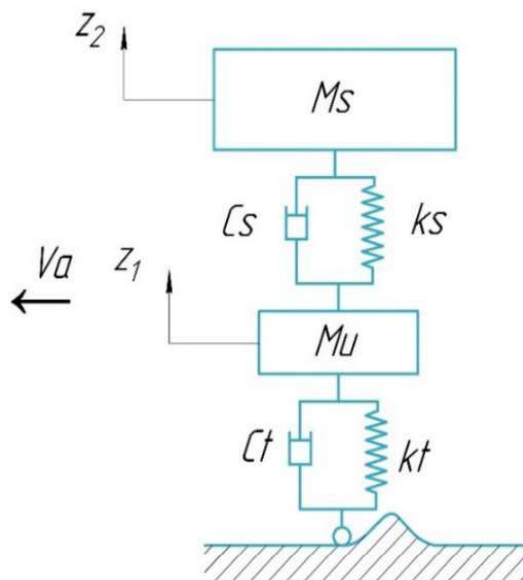


Рис. 3. Расчетная схема двухмассовой колебательной системы после проезда неровности:

M_s – поддрессоренная масса; M_u – неподдрессоренная масса; k_s – жесткость газовой пружины амортизатора; k_t – жесткость шин; C_s – демпфирующая способность амортизатора; C_t – демпфирующая способность шин; z_1, z_2 – вертикальное перемещение неподдрессоренной и поддрессоренной массы; V_a – направление движения

Fig. 3. Calculation scheme of a two-mass oscillating system after passing a bump:

M_s – sprung mass; M_u – unsprung mass; k_s – gas spring stiffness of the shock absorber; k_t – tire stiffness; C_s – shock absorber damping capacity; C_t – tire damping capacity; z_1, z_2 – vertical displacement of unsprung and sprung mass; V_a – direction of motion

Исследование вертикальной динамики колебаний ТТМ выполняется методами математического моделирования, включая разработку физико-математической модели в программной среде *MathCAD*. Численные методы позволяют учитывать различные силовые, подъемные условия работы системы и оценивать параметры конструкции предлагаемого технического решения в заданных условиях эксплуатации [16].

Математическая динамическая модель двухмассовой колебательной системы (рис. 3) представляет собой систему двух дифференциальных уравнений второго порядка [13, 16-20]:

$$\left. \begin{aligned} M_u \cdot \ddot{z}_1 + C_t \cdot \dot{z}_1 + C_s \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_t \cdot z_1 + k_s \cdot (z_1 - z_2) &= 0 \\ M_s \cdot \ddot{z}_2 + C_s \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_s \cdot (z_2 - z_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для получения численного решения данной системы дифференциальных уравнений исходная система уравнений (2) была приведена к форме Коши, выполнена замена обобщенных переменных системы (математических переменных) переменными *MathCAD* (машинными переменными) [18, 19].

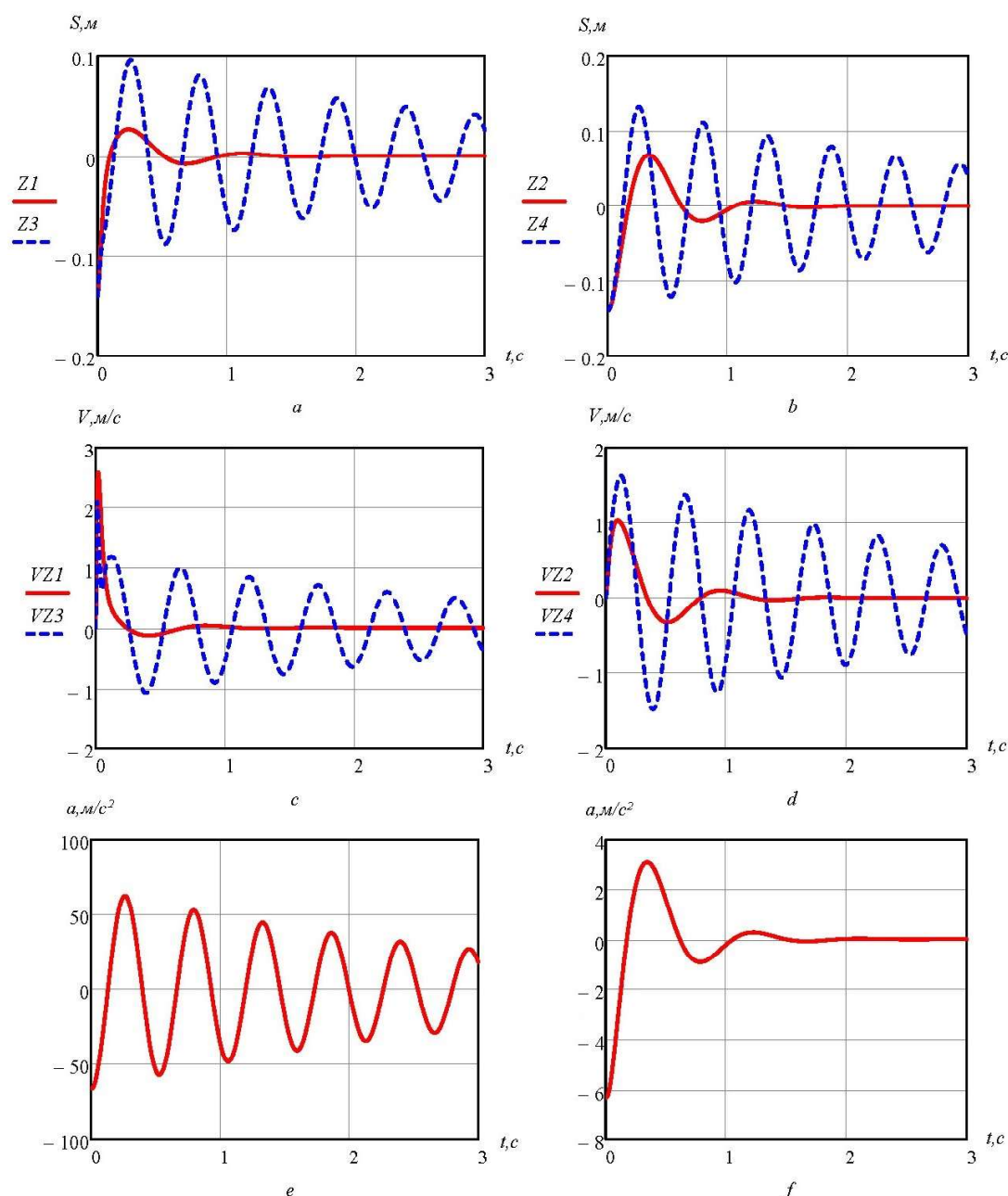


Рис. 4. Результаты моделирования в MathCAD изменения характеристик колебательного процесса поддрессированной и недрессированной массы автомобиля по времени t (сек), полученные проезда неровности высотой 0,14 м:

a – перемещение (ход) колеса; b – перемещение (ход) кузова; c – скорость колебательного движения колеса; d – скорость колебательного движения кузова; e – ускорение кузова без дополнительной камеры; f – ускорение кузова с дополнительной камерой

Fig. 4. Results of MathCAD modeling of change in the characteristics of the oscillatory process of the sprung and unsprung mass of the car by time t (s), obtained after passing a bump of 0.14 m height:
 a – displacement (stroke) of the wheel; b – displacement (stroke) of the body; c – speed of oscillatory motion of the wheel; d – speed of oscillatory motion of the body; e – acceleration of the body without additional chamber; f – acceleration of the body with additional chamber

Для численного решения в программной среде *MathCAD* использовался метод Рунге-Кутты с фиксированным шагом (*rkfixed*). Данный метод используется во многих задачах динамики, и обычно решение начинают с него [18, 19]. Шаг интегрирования выбирают, исходя из

наибольшей парциальной частоты в системе. В нашем случае был выбран интервал интегрирования $t = 0 \dots 3$ сек. В колебательной системе в результате перемещений масс возникают ускорения этих масс: так, в ТТМ вертикальные виброускорения и их разброс достигают больших значений. Влияние неподдрессоренной массы на ускорение поддрессоренной массы значительно больше, чем на перемещение. Это связано с тем, что амплитуда ускорений включает в качестве множителя квадрат частоты, в связи с чем резонансные ускорения поддрессоренных масс значительны [5-7].

Рассмотрим свободные колебания машины, вызванные после проезда неровности и позволяющие оценить силы сопротивления подвески, а также эффективность предлагаемого технического решения. В качестве начальных условий зададим неровность в 0,14 м. Проезд данной неровности может привести к пробоем подвески, а значит является наиболее тяжелым условием. На рис. 4 приведены результаты моделирования колебаний двухмассовой динамической модели подвески после проезда неровности высотой 0,14 м; $Z1$ и $Z2$ – перемещение неподдрессоренной массы и поддрессоренной без выносной камеры; $Z3$ и $Z4$ – перемещение неподдрессоренной массы и поддрессоренной с выносной камерой; $VZ1$ и $VZ2$ – скорость неподдрессоренной массы и поддрессоренной без выносной камеры; $VZ3$ и $VZ4$ – скорость неподдрессоренной массы и поддрессоренной с выносной камерой.

Кривые затухающих колебаний, полученные после проезда неровности высотой 0,14 м, показывают, что происходит полное гашение колебательного процесса на втором периоде без превышения допустимых норм ускорения кузова в случае применения дополнительной пневматической камеры. Так, снижение упругой характеристики примерно в 2,5 раза и увеличение объема воздуха в упругом элементе амортизатора в 1,5 раза привело к значительному снижению перемещения в пиковых значениях неподдрессоренных масс на 70 %, поддрессоренных масс на 40 % (рис. 4, *a-b*), что приводит к снижению скорости колебаний кузова на 40 % (рис. 4, *c-d*), а ускорения кузова и во все удалось уменьшить в десятки раз (рис. 4, *e-f*). Кривые затухающих колебаний без дополнительной камеры показывают значительно удлиненный процесс гашения колебаний. Отсутствие дополнительной камеры приводит к увеличению ходов подвески, что, в свою очередь, грозит ее пробоем.

Ускорения кузова в случае применения амортизатора без дополнительной камеры значительно выше, чем в случае использования дополнительной камеры (рис. 4, *e* и *f*) и менее продолжительны по времени, тем самым показывая значительную эффективность применения дополнительной камеры, обеспечивающей требуемые значения виброускорений поддрессоренной массы, а, следовательно, требуемый уровень плавности хода ТТМ. Это обусловлено более пологой упругой характеристикой, значение которой также снижено примерно вдвое [2], которое, в свою очередь, приводит к снижению частоты колебаний масс ТТМ.

Уменьшение жесткости шин практически не влияет на ускорения поддрессоренной массы [6], однако влияет на перемещения поддрессоренной массы, так как шина имеет способность сглаживать некоторые небольшие неровности. Поэтому учет неподдрессоренных масс позволяет оценить взаимное влияние колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной массы, которое приводит к изменению значений собственных частот колебаний. Предлагаемый авторами амортизатор с дополнительной пневматической камерой в рассмотренном случае работает в допустимых пределах без повышенных нагрузок. Колебательные процессы поддрессоренной массы затухают в течение 2 секунд, плавно поглощая нагрузку, выведшую систему из состояния покоя.

Расчеты показывают, что снижение уровня динамических нагрузок пропорционально снижению жесткости упругой характеристики. Разработанная конструкция позволяет снизить динамические нагрузки в 12 раз. Это удалось достичь за счет увеличения объема вследствие установки дополнительной пневматической камеры (камера Д на рис. 1), позволяющей при этом снизить начальное давление в пневматических камерах. Дополнительная пневматическая камера приводит к значительному повышению энергоемкости подвески. Это показывает расчетное соотношение жесткостей при отсутствии и наличии внешней камеры (рис. 5) [2]. На

рис. 5 представлена линия, полученная путем соотношения жесткостей при отсутствии и наличии внешней камеры, а также учета высоты воздушного столба (h) в дополнительной пневматической камере Д (рис. 1). В реализованном техническом решении дополнительная камера имеет высоту воздушного столба 0,2 м.

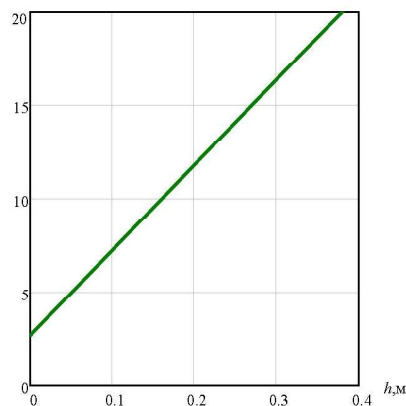


Рис. 5. Результаты моделирования в MathCAD соотношения жесткостей при отсутствии ($h = 0$) и наличии ($h = 0 \dots 0,4$) внешней камеры

Fig. 5. Results of MathCAD modeling of stiffness ratio in the absence ($h = 0$) and presence ($h = 0 \dots 0.4$) of the external chamber

Применение внешней пневматической камеры обеспечивает заметное повышение плавности хода транспортного средства за счет снижения динамических нагрузок при движении по неровной дороге. Однако возможности применения данного способа повышения плавности хода ограничены. Например, одним из способов повышения эффективности является увеличение диаметра, следовательно, и объема камер Г и Д (рис. 1), однако размеры амортизатора ограничены конструктивными особенностями ходовой части транспортного средства, а также это приведет к значительному увеличению веса конструкции и ее стоимости изготовления. Увеличение длины выносной камеры 5 (рис. 1) также имеет ограничения, вызванные конструктивными особенностями ходовой части транспортного средства. Повышение длины камеры Г (рис. 1) приводит к увеличению длины амортизатора, размеры которого ограничены конструктивными особенностями ходовой части транспортного средства.

Выводы

Внедрение технического решения в реальную конструкцию и применение новой методики расчета дало возможность получить действительные характеристики предлагаемого пневмогидравлического амортизатора с дополнительной камерой. Она позволила снизить в конце хода подвески упругую характеристику примерно в 2,5 раза, делая ее более полой, снизив также динамические нагрузки за счет снижения первоначального давления в камерах и увеличения объема сжимаемого воздуха. Это привело к уменьшению жесткости подвески в конце хода примерно в 12 раз, повысив тем самым ее энергоемкость.

Предлагаемая конструкция амортизатора сочетает в себе гасящий (демпфирующий) элемент, направленный на снижение колебаний ТТМ, и поглощающий (упругий) элемент, направленный на снижение ударной нагрузки от толчков со стороны неровностей дороги. Также обеспечиваются возможность регулировки упругих характеристик в зависимости от дорожных условий и типа ТТМ, надежность в эксплуатации и удобство обслуживания/сборки амортизатора, облегчается конструкция подвески за счет исключения из нее дополнительных упругих элементов.

Выполнено сравнительное математическое моделирование колебательного процесса двухмассовой системы с двумя видами амортизаторов – с дополнительной пневмогидравли-

ческой камерой и без нее. В качестве возмущения от неровности пути со стороны дороги, действующей на рассматриваемую динамическую систему, была принята модель свободных колебаний, обусловленных после проезда единичной неровности. В результате проведенного моделирования динамической модели установлено, что применение выносной пневматической камеры позволяет снизить перемещения в пиковых значениях неподрессоренных масс примерно на 70 %, поддрессоренных масс – на 40 %, что приводит к снижению скорости колебаний кузова на 40 %, а ускорения кузова удалось уменьшить в десятки раз. При этом в случае использования дополнительной пневматической камеры время затухания уменьшается в значительной степени, показывая, что амортизатор работает в допустимых пределах без повышенных нагрузок и плавно поглощая ее.

Выбранные расчетные схемы колебательного процесса в вертикальной плоскости при движении ТТМ позволяют в полной степени оценить динамические свойства не только кузова, но и неподрессоренных масс машины. Получена математическая модель совместной работы пневмогидравлического амортизатора, подвески транспортно-технологической машины и колеса, реализованная в среде *MathCAD*.

Таким образом, теоретическое исследование работы предлагаемого амортизатора подтвердило возможность применения устройств подобного типа в подвесках транспортно-технологических машин для эффективного поглощения возмущений, вызванных при эксплуатации ТТМ в условиях бездорожья, без необходимости использования дополнительных упругих элементов в виде металлических рессор, металлических пружин и пневмобаллонов. Представленная математическая модель позволяет оценить обеспечивающие динамические показатели колебательных процессов.

Статья написана при финансовой поддержке выполнения научно-исследовательских работ научно-педагогическими работниками управлением научной работы СПбГАСУ в 2023 году.

Библиографический список

1. **Repin S.V.**, Bukirov R.R., Vasilieva P.V. Study on effects of damping characteristics of base chassis suspension on operational safety of transport and handling machinery. *Transportation Research Procedia* 50 (2020). Pp. 574-581. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.069
2. **Repin S.**, Bukirov R., Vorontsov I., Gordienko V. & Rajczyk, P. Improving the movement smoothness of a mobile repair shop for machinery servicing in the Arctic. *Transportation Research Procedia*. 57 (2021). Pp. 553-561. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.09.084
3. **Букиров, Р.Р.** Моделирование характеристик однотрубного гидропневматического амортизатора / Р.Р. Букиров, П.В. Васильева // Актуальные проблемы современного строительства: сборник научных трудов. – В 2 ч. Ч. 2. – СПб.: СПбГАСУ, 2020. С. 10-18.
4. **Огороднов, С.М.** Подвески транспортных средств: Методические указания к лабораторным и курсовым работам / С.М. Огороднов. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2011. – 17 с.
5. **Раймпель, Й.** Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
6. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг – М.: Машиностроение, 1972. – 393 с.
7. **Дербаремдикер, А.Д.** Гидравлические амортизаторы автомобилей / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с.
8. **Ерёмина, И.В.** Обеспечение плавности хода при проектировании легкового автомобиля с учетом влияния потерь на трение в подвеске: Автореф. дис. канд. тех. наук: 05.05.03 / И.В. Ерёмина – Тольятти, 2008. – 26 с.
9. **Новиков, В.В.** Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография / В.В. Новиков, И.М. Рябов, К.В. Чернышов. – М.; Вологда: Инфа-Инженерия, 2021. – 384 с.
10. **Добромиров, В.Н.** Конструкции амортизаторов: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / В.Н. Добромиров, А.В. Острцов. – М: МГТУ «МАМИ», 2007. – 47 с.

11. **Репин, С.В.** Исследование упругой характеристики нового пневмогидравлического амортизатора / С.В. Репин, В.Н. Добромиров, Д.С. Орлов // Вестник гражданских инженеров. 2019. № 5 (76). С. 260-269.
12. Патент № 204114 Российская Федерация, МПК F16F 9/06 (2006.01), B60G 13/06 (2006.01). Пневмогидравлический амортизатор: № 2020143768 заявл. 28.12.2020: опубл. 07.05.2021 / Артемьев В.Н., Репин С. В., Добромиров В.Н., Букиров Р.Р., Васильева П.В.; заявитель СПбГАСУ. – 8 с.
13. **Чернышов, К.В.** Динамика движения. Регулируемые подвески: учебное пособие / К.В. Чернышов и др. – М.: Вологда: Инфа-Инженерия, 2023. – 160 с.
14. Патент № 218675 Российская Федерация, МПК F16F 9/06 (2006.01). Пневмогидравлический амортизатор с выносной пневматической камерой: № 2023100475 заявл. 10.01.2023: опубл. 05.06.2023 / Букиров Р. Р.; заявитель Букиров Роман Рустамович. – 10 с.
15. **Манжула, А.В.** Пневмоподвеска, анализ и перспективные конструктивные решения / А.В. Манжула, Н.С. Севрюгина, А.И. Савлук // Материалы V Международной студенческой научной конференции «Студенческий научный форум» [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://scienceforum.ru/2013/article/2013002880> (дата обращения: 18.05.2023).
16. **Рубан, В.Г.** Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете Mathcad: учеб. пособие / В.Г. Рубан, А.М. Матва. – Рн/Д.: РГУПС. 2009. – 99 с.
17. **Рыков, С.П.** Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: монография / С.П. Рыков. – СПб.: Лань, 2017. – 440 с.
18. **Левковский, Д.И.** Системный подход к исследованию и разработке информационных систем: метод. указания к лаб. работам / Д.И. Левковский, Р.И. Макаров. – Владимир: ВлГУ, 2010. – 56 с.
19. **Волков, И.В.** Сравнительные исследования динамических качеств вариантов экипажной части восьмиосного электровоза / И.В. Волков, В.Г. Рубан // Вопросы конструирования и исследования магистральных и промышленных электровозов: Сб. научн. тр. – Тбилиси, 1990. С. 55-59.
20. **Сладкова, Л.А.** Динамика подвижного состава и выбор параметров гасителей колебаний / Л.А. Сладкова, А.Н. Неклюдов // Мир транспорта. 2021. Т. 19. № 4 (95). С. 13-20. DOI: 10.30932/1992-3252-2021-19-4-2

*Дата поступления
в редакцию: 06.12.2023*

*Дата принятия
к публикации: 31.01.2024*

УДК 629.3

EDN: VXQOAI

ОБОСНОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ИСПЫТАНИЙ НА ПАССИВНУЮ БЕЗОПАСНОСТЬ ГРУЗОПАССАЖИРСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ

Ч. Ван

ORCID: 0009-0002-8031-2479 e-mail: wanderen@mail.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия**В.Н. Зузов**

ORCID: 0000-0003-1512-9299 e-mail: valeryzuz@yandex.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия**Д.Ю. Солопов**

ORCID: 0009-0008-5206-327X e-mail: solopovdu@yandex.ru

Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ»
Москва, Россия

Проведен анализ конструкции несущих систем пикапов, данных статистики аварий с их участием и нагрузочных режимов при испытаниях по разным правилам оценки пассивной безопасности. Разработан и обоснован режим нагружения специально для грузопассажирских автомобилей пикапов с учетом воздействия грузов на заднюю стенку кузова автомобиля при фронтальном столкновении. Сравнены преимущества и недостатки двух методов моделирования по данному режиму нагружения – фронтальный удар и салазковое испытание. Моделирование осуществлялось с помощью программного комплекса *LS-DYNA*. Во время замедления пиковое ускорение груза составляет около 12 g. По результатам виртуального испытания груз внедрялся в кабину на глубину более 1500 мм, полностью уничтожая возле стенки жизненное пространство пассажиров. Требуется разработать конструкции кабины и грузовой платформы, применяя разные материалы, в том числе, композиционные и новые технологии соединений для обеспечения прочности, жесткости задней стенки кабины пикапа, а также пассивной безопасности.

Ключевые слова: метод конечных элементов, грузопассажирские автомобили, легковые автомобили, пикапы, LS-DYNA, нагрузочные режимы.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Ван Ч. Обоснование нагрузочных режимов испытаний на пассивную безопасность грузопассажирских автомобилей / Ч. Ван, В.Н. Зузов, Д.Ю. Солопов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 70-82. EDN: VXQOAI

JUSTIFICATION OF LOAD CONDITIONS OF PASSIVE SAFETY TESTS FOR CARGO-PASSENGER CARS

Z. Wang

ORCID: 0009-0002-8031-2479 e-mail: wanderen@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia**V.N. Zuzov**

ORCID: 0000-0003-1512-9299 e-mail: valeryzuz@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia

D.Yu. Solopov

ORCID: 0009-0008-5206-327X e-mail: solopovdu@yandex.ru

State Research Center of the Russian Federation FSUE «NAMI»

Moscow, Russia

Abstract. The design of the pickup trucks load-bearing systems, the statistics of accidents with pickup trucks and test load conditions in according to different rules of passive safety assessment are analyzed. A load condition developed and justified specifically for cargo-passenger pickup trucks is presented, taking into account the impact of cargoes on the rear wall of the vehicle body in frontal collision. The advantages and disadvantages of two modeling methods for this load condition, frontal collision and sled tests, were compared. The modeling was performed using the LS-DYNA software package. The peak acceleration of the cargo during deceleration is about 12 g. Based on the results of the virtual test, the cargo invaded the cabin by more than 1500 mm and completely destroyed the living space for passengers near the wall. It is required to develop the cab and cargo platform designs by using different materials including composite materials and new joining technologies to ensure the strength, stiffness of the rear wall of the pickup truck cab as well as passive safety.

Key words: finite element method, cargo-passenger cars, light automobiles, pickups, LS-DYNA, load condition.

FOR CITATION: Wang Z., V.N. Zuzov, D.Yu. Solopov. Justification of load conditions of passive safety tests for cargo-passenger cars. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 70-82. EDN: VXQOAI

Введение

Дорожно-транспортный травматизм является одной из главных причин смертности во всем мире. По данным Всемирной организации здравоохранения, ежегодно в результате ДТП гибнет около 1,3 млн чел. Еще от 20 до 50 млн чел. получают несмертельные травмы, которые во многих случаях приводят к инвалидности [1]. Важную роль в снижении риска травматизма играет пассивная безопасность транспортных средств (ТС). Существует целый ряд правил Европейской экономической комиссии ООН по пассивной безопасности ТС, включение которых в национальные промышленно-производственные стандарты способствует предотвращению гибели людей. Данные правила продолжают постоянно уточняться и дополняться, особенно для конкретных типов автомобилей и различных видов аварий.

Более 15 % общего количества ТС, ежегодно попадающих в ДТП – пикапы, уступающие по данному параметру лишь седанам. Пикапы – типичные грузопассажирские автомобили, перевозящие не только людей, но и грузы. При резком торможении, и особенно фронтальном столкновении, грузы могут вырваться из ремней и проникнуть в кабину, что часто приводит к серьезным травмам и смерти водителей и пассажиров. Например, в июне 2019 г. легковой пикап *Chevrolet Silverado 1500 M2013* с грузом массой 1000 кг столкнулся с деревом. Лестница в грузовом отсеке проникла в кабину через заднее стекло (рис. 1, а). В апреле 2018 г. пикап *Chevrolet Silverado 2500 M2002* с 272 кг груза, столкнулся с деревом на скорости 55 км/ч. Груз ударился о кабину, в результате чего С-стойка кабины деформировалась, спинка заднего сиденья была сломана (рис. 1, б). В октябре 2019 г. пикап *Ford F-150 M2006*, перевозивший 907 кг груза, столкнулся с деревом, при этом груз ударился о пассажирский салон и проник на 30 см в заднюю часть салона (рис. 1, в). В январе 2019 г. пикап *GMC Sierra 1500 M2015*, перевозивший 227 кг груза, столкнулся с деревом на скорости 34 км/ч, при этом груз ударился о пассажирский салон и деформировал заднюю панель пассажирского салона (рис. 1, г) [2]. Все эти примеры показывают, что при столкновении груз, находящийся в грузовом отсеке, может нанести травмы различной степени тяжести водителю и пассажирам. Несмотря на малочисленность исследований и недостаточность статистических данных по безопасности грузов в пикапах, не следует оставлять этот вопрос без внимания. Для предотвращения рисков, связанных с перемещением грузов, в настоящее время действуют правила, например, по креплению грузов и прочности сидений. Но они оказываются недостаточными для обеспечения безопасности водителей и пассажиров. Отсутствуют исследования о рекомендуемых режимах испытаний специально для легковых пикапов.



Рис. 1. Примеры ДТП пикапов, связанных со смещением грузов:

а) Chevrolet Silverado 1500; б) Chevrolet Silverado 2500; в) Ford F-150; г) GMC Sierra 1500

Fig. 1. Examples of pickup truck accidents associated with load shifting:

а) Chevrolet Silverado 1500; б) Chevrolet Silverado 2500; в) Ford F-150; г) GMC Sierra 1500

Цель исследования

Целью настоящей работы является исследование и обоснование режимов нагружения пикапов при ДТП для обеспечения прочности, жесткости и пассивной безопасности и апробация их применения на примере автомобиля *Chevrolet Silverado* для выявления тяжести последствий удара. При этом основное внимание сосредоточено на оценке прочности задней стенки пикапа.

Анализ правил по предотвращению рисков, связанных со смещением грузов и определение режима нагружения для пикапов

В настоящее время существует ряд правил ЕЭК ООН, согласно которым проводятся испытания и моделирование для оценки безопасности легковых автомобилей, в том числе, пикапов. Например, правило ЕЭК ООН №12 – защита водителя при фронтальном ударе на скорости 48,3 и 53,1 км/ч со 100 % перекрытием о жесткий барьер; № 95 – требование к пассивной безопасности автомобиля при боковом ударе на скорости 50 км/ч подвижным деформирующимся барьером. Все остальные испытания (Европейский комитет испытания новых автомобилей – *Euro NCAP*; Американская национальная администрация безопасности дорожного движения – *NHTSA*; Страховой институт дорожной безопасности – *IIHS* и др.) базируются на методике данных или подробных правил. В последние годы квазистатическое испытание на прочность крыши легковых автомобилей было добавлено в стандартах испытаний *IIHS*. Все вышеуказанные нормативы были разработаны для пассажирских автомобилей и не учитывали специфики грузопассажирских автомобилей – того, что грузопассажирские автомобили могут быть загружены грузами, которые при резком торможении и лобовом столкновении, в силу своих инерций, будут смещаться вперед, проникать в кабину и разрушать жизненное пространство. Сегодня главным решением для предотвращения несчастных случаев и серьезных травм, вызванных перемещением грузов,

считается их крепление. Основным нормативным документом является европейский стандарт EN 12195 – «Крепление груза. Безопасность». Суть его заключается в том, что крепежные стяжные ремни, цепи, тросы или др. обеспечивают привязную силу против инерции при замедлении. Максимальное значение привязной силы рассчитывается по формуле $F = m \cdot c_x \cdot f_s \cdot g$, где F – максимальное значение квазистатической силы; m – масса груза; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $c_x = 0,8$ – коэффициент горизонтального ускорения вперед; $f_s = 1 \div 1,25$ – коэффициент безопасности.

Однако, если реальное значение ускорения груза больше, чем $0,8 g$, крепежные ремни будут напряжены выше допустимых пределов, в результате чего они лопаются и теряют свою привязную способность. Проблема заключается именно в том, что в реальности при лобовом ударе ускорение груза составляет $10 \div 20g$. В результате правила крепления грузов не обеспечивают пассивную безопасность пикапов при ДТП. На самом деле в квазистатических экспериментах трудно смоделировать то, что происходит при столкновении на высокой скорости. Для пояснения этой точки зрения можно обратиться к стандартам испытаний грузовых автомобилей для обеспечения их безопасности. Правило ЕЭК ООН №29.02 и Шведский стандарт VVFS 2003:29 предназначены для защиты водителя в кабине грузовиков. Оба они включают испытание по прочности задней стенки кабины. Испытание в правиле ЕЭК ООН № 29.02 является квазистатическим. При испытании задняя стенка кабины через жесткую плиту нагружается горизонтальной силой $0,2 mg$. Испытание в Шведском стандарте – динамическое. Прямоугольный маятник массой 1 т ударяет о заднюю стенку кабины с ударной энергией 29,4 кДж.

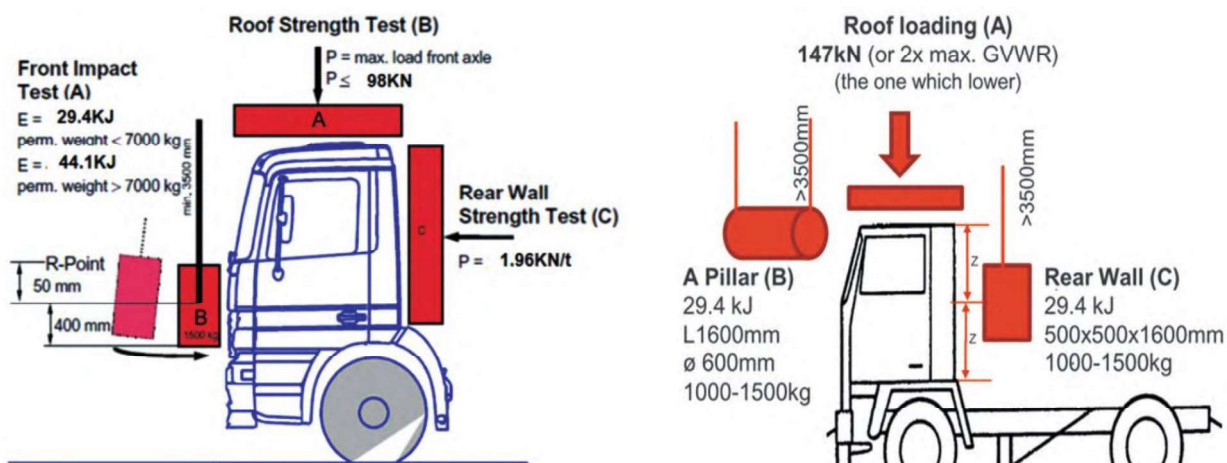


Рис. 2. Испытания по Правилам ЕЭК ООН №29.02 и VVFS 2003:29

Fig. 2. Tests according to UNECE Regulation №29.02 and VVFS 2003:29

Ранее некоторые ученые считали, что эти два испытания эквивалентны, но это не так. Был проведен эксперимент, когда грузовик, соответствующий требованиям ЕЭК ООН № 29.02, с 1 т груза столкнулся со стенкой на скорости 30 км/ч. Оказалось, что груз переместился вперед и разрушил жизненное пространство [3]. В 2011 г. были проведены испытания одной и той же кабины по двум стандартам. Результаты показаны на графике. Максимальное перемещение задней стенки кабины грузовика при испытаниях по правилу ЕЭК ООН №29.02 составляет 25 мм, что соответствует правилу. Однако максимальное значение деформации задней стенки кабины – 275 мм, что соответствует нарушению жизненного пространства [4].

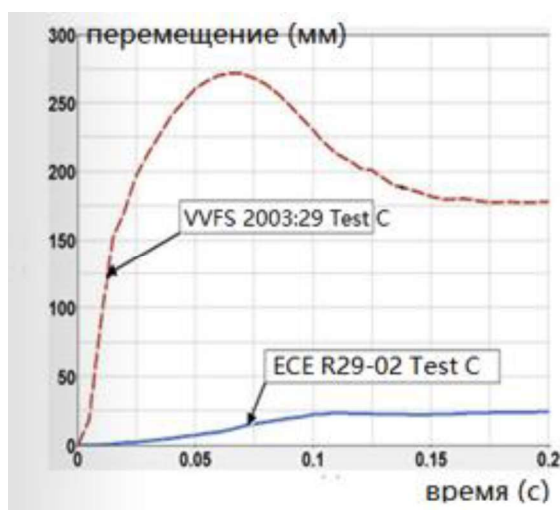


Рис. 3. График изменений перемещений задней стенки при испытаниях по разным стандартам

Fig. 3. Graph of changes in back wall displacements during tests according to different standards

Из данных примеров можно сделать вывод, что только динамические испытания могут обеспечить реальные и точные результаты воздействия груза на заднюю стенку кабины. Кроме крепежных ремней, прочные сиденья и подголовники автомобилей тоже помогают поглощать ударную энергию от груза. Это регулируется правилом ЕЭК ООН №17 – «Требование к прочности сидений и подголовников» и схожим правилом ИСО 27955 «Крепления грузов в пассажирских автомобилях и многоцелевых ТС. Требования и методы испытания». Испытание является динамическим. В момент удара скорость автомобиля и грузов составляет 50_0^{+2} км/ч. В процессе испытания значение замедления должно попасть в диапазон рис. 4, б. Багажи массой 18 и 10 кг ударяют о спинки сидений и перегородку, ударные энергии соответственно равны 1,7 и 1,0 кДж. Такое испытание предназначено для защиты водителя и пассажиров пассажирских автомобилей при смещении багажа. Пикапы обычно перевозят гораздо больший вес.

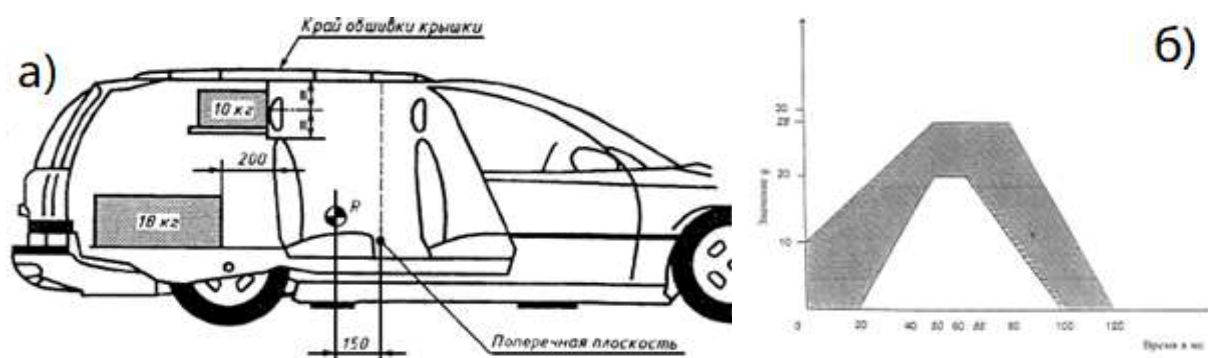


Рис. 4. Испытание по Правилу ЕЭК ООН №17

Fig. 4. Test according to UNECE Regulation №17

Анализ показывает, что сегодня не существует режимов, рекомендованных специально для грузопассажирских автомобилей пикапов с учетом действия грузов на заднюю стенку при фронтальном столкновении. Требуется обосновать нагрузочный режим пикапов для обеспечения их безопасности. Квазистатические испытания воздействия груза на заднюю стенку кузова оказались неспособны смоделировать реальную ситуацию ДТП. Динамические испытания сравнительно хорошо имитируют реальный процесс удара груза по задней стенке кузова. Далее надо определить конкретные параметры для динамического испытания. Первым

из них является скорость грузов в момент удара, которая в наибольшей степени влияет на результат удара. По результатам исследований (Sam D. Dоеcke и др., 2020), вероятность получения пассажиром серьезных травм в аварии составляет 10 %, если скорость удара автомобиля при фронтальном столкновении составляет 53 км/ч [5]. Известно, что «безопасные» скорости фронтального столкновения для разных типов легковых автомобилей не различаются. Разные правила фронтального столкновения легковых автомобилей были разработаны с учетом данных и подробных исследований. В основном на нее влияет ограничение скорости, а не тип автомобилей. Также анализ данных статистики пикапов в системе выборочных исследований ДТП (CISS) показывает, что более 90 % аварий происходят при скорости столкновения менее 50 км/ч (рис. 5). 992 из 1057 легких пикапов (94 %), попавших в ДТП с лобовым столкновением и получивших данные о скорости в период с 2016 по 2021 гг., имели барьерную эквивалентную скорость, менее или равную 50 км/ч.

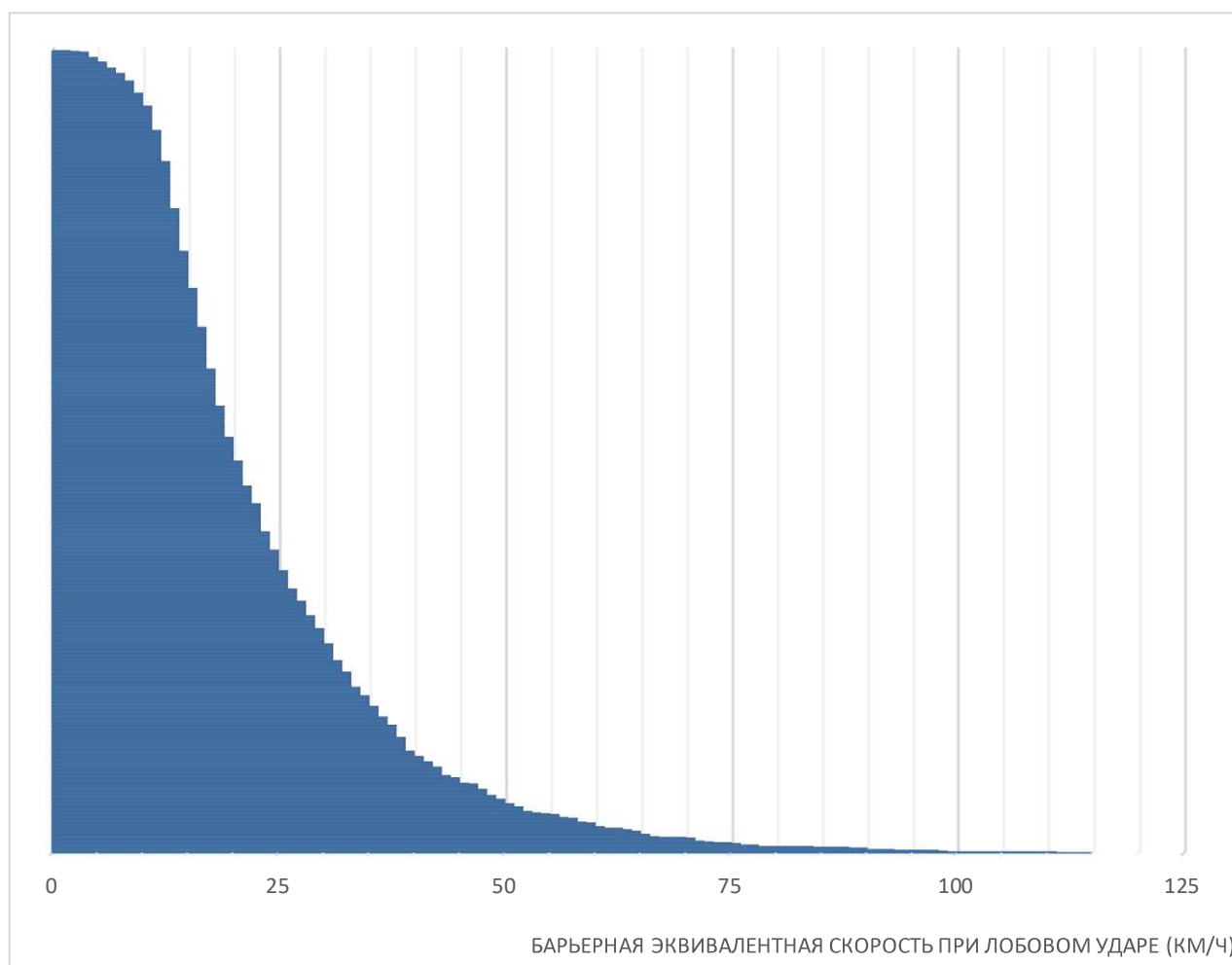


Рис. 5. Данные статистики распределения барьерной эквивалентной скорости легковых пикапов при фронтальном столкновении ДТП

Fig. 5. Statistics on the barrier equivalent speed distribution of passenger pickup trucks during a frontal collision

В настоящее время фактически общепринято, что для фронтального столкновения всех типов легковых автомобилей, включая пикапы, «безопасная» скорость составляет 50-56 км/ч. В реальном испытании скорость лобового краш-теста *Eruo NACP* для пикапов составляет 50 км/ч; а в *NHSTA* – на скорости 56 км/ч. На 50 км/ч был проведен ряд фронтальных испытаний таких моделей, как *Mercedes-Benz X-Class*, *VW Amarok*, *Ford Ranger* и т.д., а на 56 км/ч были проведены испытания для *Ford F-150*, *Silverado 1500*, *Ram 1500* и др. Поскольку испытания безопасности задней стенки салона могут (и в идеале должны проводиться) совместно с

фронтальным столкновением, то скорость столкновения должна быть такой же, как и скорость лобового краш-теста. Поэтому считается, что характерная скорость при испытаниях на прочности задней стенки кузова пикапов должна составлять 50 км/ч (13,9 м/с). Испытание считают выдержанным и в том случае, если его проводят при большей скорости при ударе и, если пикап отвечает предъявляемым требованиям.

Вторым параметром является масса грузов. Пикапы отличаются друг от друга полной массой транспортного средства (GVWR) и максимальной грузоподъемностью. В данной статье рассмотрим только легковой пикап (class 2), который составляет 79 % рынка пикапов и является самым распространенным во всем мире. Полная масса легковых пикапов меньше 10 000 фунтов, т.е. 4,5 т. Максимальная грузоподъемность легковых пикапов составляет около 1 000 кг. В базе CISS есть данные о загрузке пикапов *Chevrolet Silverado*, *GMC Sierra* и *Ford F-Series* в момент аварии с 2016 г. Эти пикапы занимают самые высокие позиции на рынке. В 2022 г. на рынке продали соответственно 520 936, 241 521 и 653 957 единиц, что составляет более 50 %. В базе CISS были зарегистрированы данные о 849, 301 и 961 ДТП соответственно. Количество зарегистрированных данных, удовлетворяющих требованиям для отбора по следующим требованиям: ненулевая грузовая нагрузка; не подсоединен прицеп составило 79, 29 и 96 соответственно.

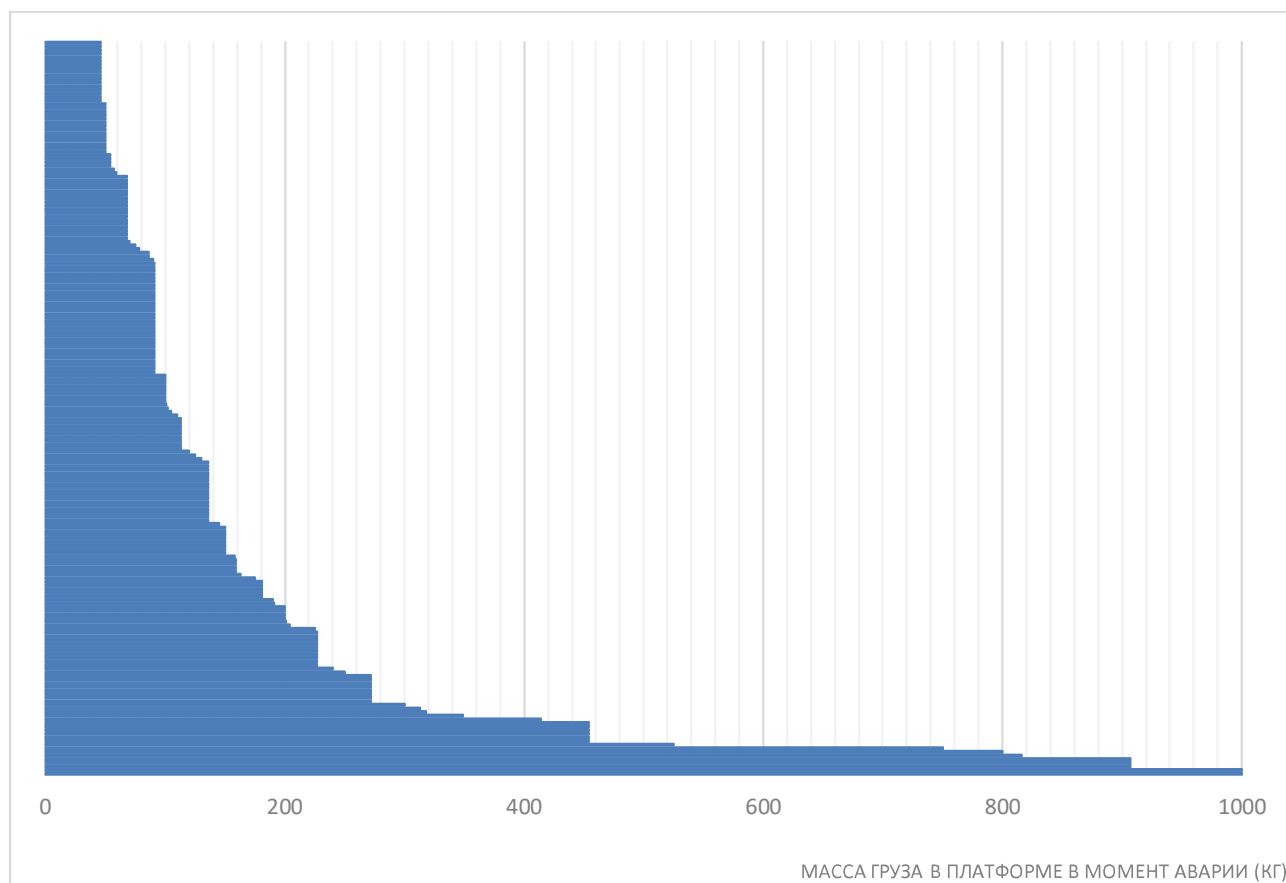


Рис. 6. Данные статистики распределения масс грузов в платформе пикапов *Chevrolet Silverado*, *GMC Sierra* и *Ford F-Series* в момент аварии

Fig. 6. Statistics on the distribution of cargos mass in the platform of Chevrolet Silverado, GMC Sierra and Ford F-Series pickups at the time of the accident

На рис. 6 представлены данные статистики по массе груза этих пикапов на момент лобовых столкновений. Выявлено 63, 24 и 73 случаев с грузом не более 200 кг, что составляет 80,8, 82,8 и 76,0 % соответственно. В итоге примерно в 80 % случаев была нагрузка от груза с массой менее или равной 200 кг, а примерно в 90 % случаев – менее или равной 300 кг. Из

анализа статистики выбираем 200 кг как «характерную» массу для испытания прочности и пассивной безопасности задней стенки кузовов пикапов. Причина выбора 200 кг заключается в том, что большинство современных пикапов конструктивно не способны выдержать удар груза такой массы, поэтому выбор для испытания большего значения не имеет смысла. Другая причина может быть найдена в международных стандартах ЕЭК ООН №17 и шведской норме VVFS 2003:29, где масса испытательного блока (маятника) также примерно не превышает одной пятой от максимально допустимой нагрузки.

Пикапы перевозят самые разнообразные грузы. Например, мотоциклы, строительные материалы, сельскохозяйственные инструменты, мебель и др. Габариты грузов также разнообразны. В данной статье для анализа используется размер упаковки товара. В соответствии с международными стандартами размеров упаковки ISO 3394, наиболее типичные размеры грузов следующие: 1200*1000*500, 600*400*500, 400*300*400. С целью определения самого опасного габарита грузов среди типичных размеров, проведем ряд предварительных расчетов на КЭМ пикапа среднего уровня при ударах по перегородке грузами разных размеров и зафиксируем деформацию перегородки после удара (рис. 7). Соединение между перегородками и кузовом считается неразрушаемым. С уменьшением габаритов грузов максимальное смещение перегородки увеличивается с 217 до 338 мм. При меньшем размере груза имеет место меньшая площадь контакта стенки и груза, значит, увеличивается сила удара на единицу площади, что приводит к большей деформации и большей вероятности разрушения конструкции. Разница между результатами № 2 и № 3 невелика, так как верхняя кромка передней перегородки грузового отсека свободна и не имеет ограничений, эта область более склонна к деформации.

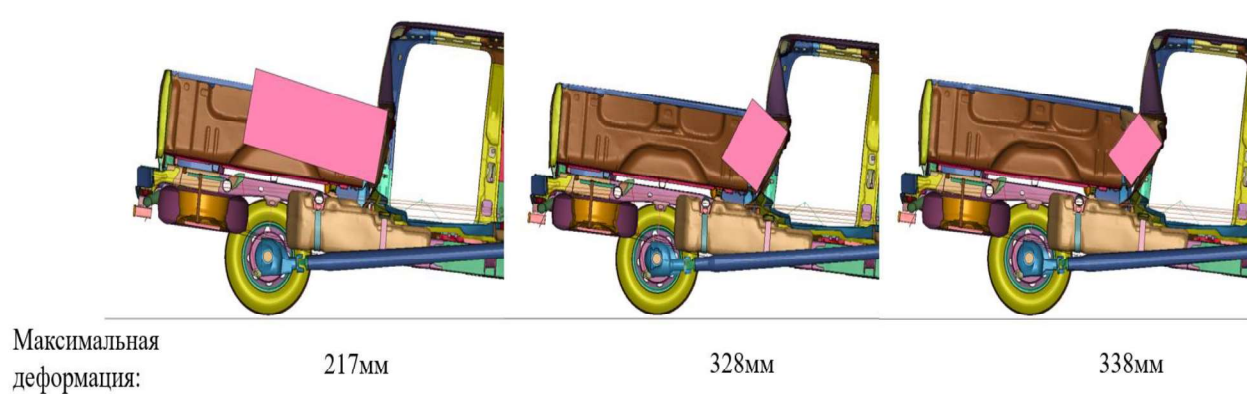


Рис. 7. Перемещения стенки при ударе блоков разных габаритов

Fig. 7. Wall displacements at impact of blocks of different sizes

Таким образом, предлагается добавить нагрузочный режим, при котором испытывается прочность и жесткость передней стенки грузового отсека и задней стенки кузова пикапов. Возможны два вида испытаний. Первый – это прямой краш-тест. Испытание рекомендовано так: груз 400*300*400 мм массой 200 кг размещается в грузовом отсеке пикапа и проводится краш-тест автомобиля с грузом при фронтальном столкновении со скоростью 50 км/ч. Поверхность площадью 400*400 мм должна быть обращена вперед. Груз должен располагаться на расстоянии 200 мм от передней панели грузового отсека и по центру относительно продольной оси. Второй метод – это салазковое испытание. Тот же самый груз размещается в том же положении в грузовом отсеке пикапа и кузов фиксируется на платформе катапульты. Далее платформа разгоняется и тормозит с заданным замедлением (или прямо разгоняется с заданным ускорением). При этом реализуется график ускорения, полученный по результатам расчета в полной постановке при моделировании полноценного краш-теста данного пикапа.

Кузов пикапов считается выдержавшим это испытание, если сохранено необходимое жизненное пространство для пассажиров заднего сидения и (или) для пассажиров переднего сидения и водителя в случае автомобилей с только одним рядом сидений.

Метод 1: а) краш-тест:

- 1) задается скорость удара равной 50 км/ч;
- 2) задается масса груза равной 200 кг;
- 3) размеры груза – 400*300*400 мм.

Метод 2: б) салазковое испытание:

- 1) задается скорость удара равной 50 км/ч;
- 2) задается такое же ускорение катапульты, как у пикапа в полной постановке при моделировании полноценного краш-теста;
- 3) задается масса груза равной 200 кг;
- 4) размеры груза – 400*300*400 мм.

Результаты имитирования

В качестве объекта выбирается грузопассажирский автомобиль типа «пикап», модель *Chevrolet Silverado 1500 MY2014*. Были проведены испытания по вышеуказанным режимам нагружения в компьютерном комплексе *LS-DYNA* (рис. 8).

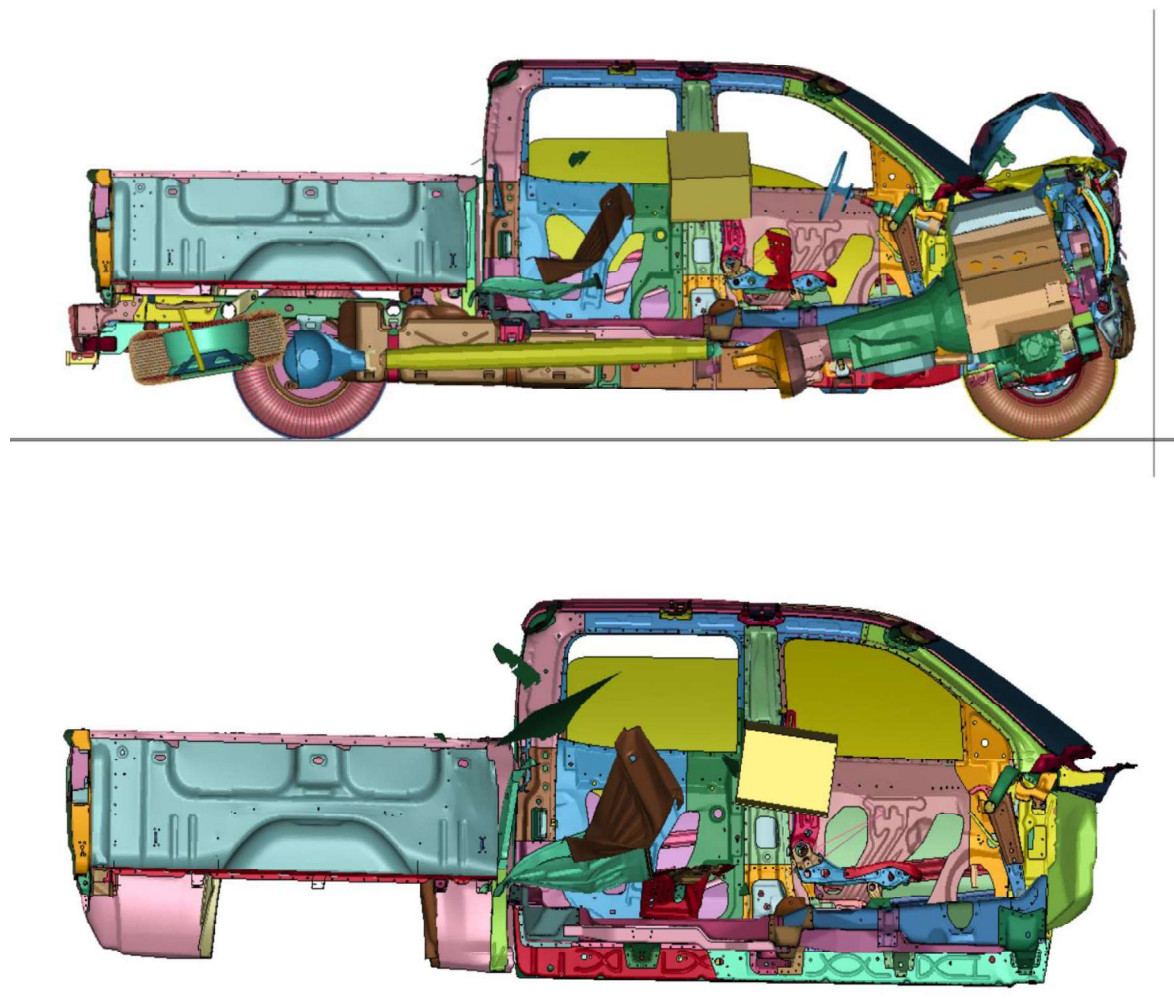


Рис. 8. Положение груза в конце испытаний

Fig. 8. Position of the cargo at the end of the test



Рис. 9. Ускорение автомобиля и груза

Fig. 9. Acceleration of vehicle and cargo

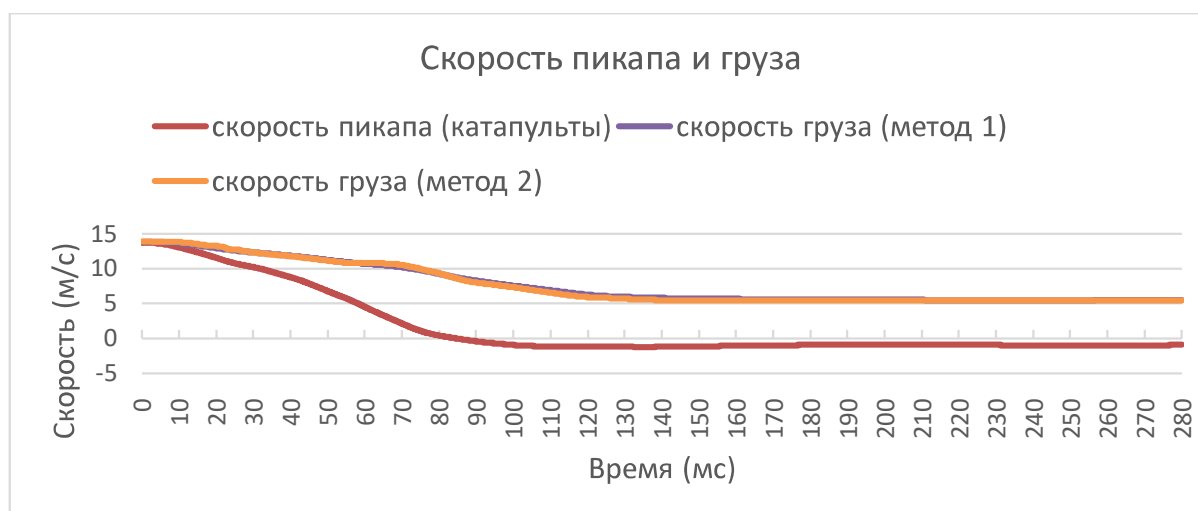


Рис. 10. Скорость автомобиля и груза

Fig. 10. Speed of vehicle and cargo

В испытании максимальное ускорение автомобиля (платформы), составляющее 259 м/с^2 ($26,4 \text{ g}$), возникает на 60 мс ; максимальное ускорение груза, рассчитанное по методу 1, составляет 115 м/с^2 ($11,7 \text{ g}$), возникая на 81 мс ; максимальное ускорение груза, рассчитанное по методу 2, составляет 127 м/с^2 ($12,9 \text{ g}$), возникая на 82 мс . Погрешность метода 2 составляет 10% по сравнению с методом 1; для ускорения она вполне допустима. Скорость автомобиля (платформы) упала до нуля на 84 мс ; скорость груза не упала до нуля, до конца оставаясь $5,5 \text{ м/с}$. Поскольку скорость является интегралом от ускорения, график скорости можно рассматривать как естественный фильтр для графика ускорения. Кривые скорости практически совпадают, и можно предположить, что разница между результатами, полученными двумя методами, очень мала. Максимальная относительная скорость между ними составляет $8,9 \text{ м/с}$. Относительное смещение груза больше 1500 мм . При этом нарушается жизненное пространство для задних пассажиров. Возникает необходимость разработки конструкций кабины и грузовой платформы с применением разных материалов, в том числе, композиционных и новых технологий для обеспечения прочности кабины пикапа, а также

пассивной безопасности. Поскольку результаты моделирования показывают, что прочность и жесткость задней части кабины слишком низкая, следует также рассмотреть и испытать на пикапах прочность и жесткость спинок задних сидений и подголовников. Спинки и подголовники являются важными силовыми элементами для защиты водителя и пассажиров в случае смещения грузов.

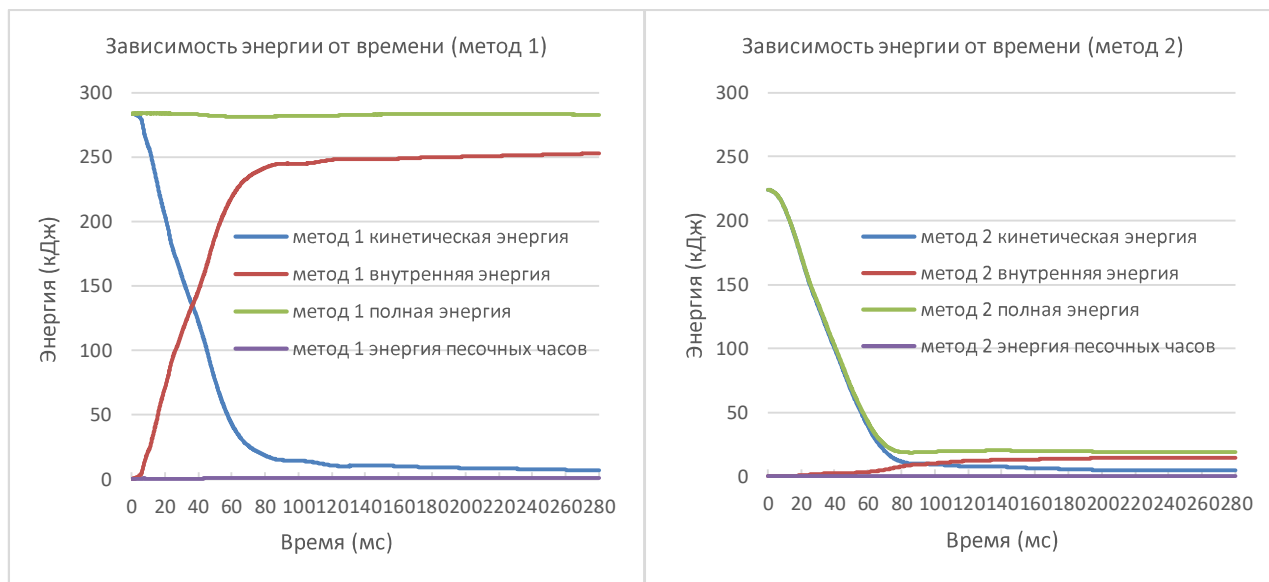


Рис. 11. Графики зависимости полной энергии, внутренней энергии и кинематической энергии автомобиля с грузом от времени

Fig. 11. Total energy, internal energy and kinematic energy of loaded car as a function of time

Кривые графиков изменений энергий при расчетах по этим двум методам различаются. В методе 1 происходит столкновение автомобиля с жесткой стеной, и полная энергия системы остается постоянной на протяжении всего процесса; в методе 2 катапульта и автомобиль замедляются за счет приложения внешнего замедления (силы), и полная энергия системы уменьшается на протяжении всего процесса в результате работы, совершенной внешней силой.

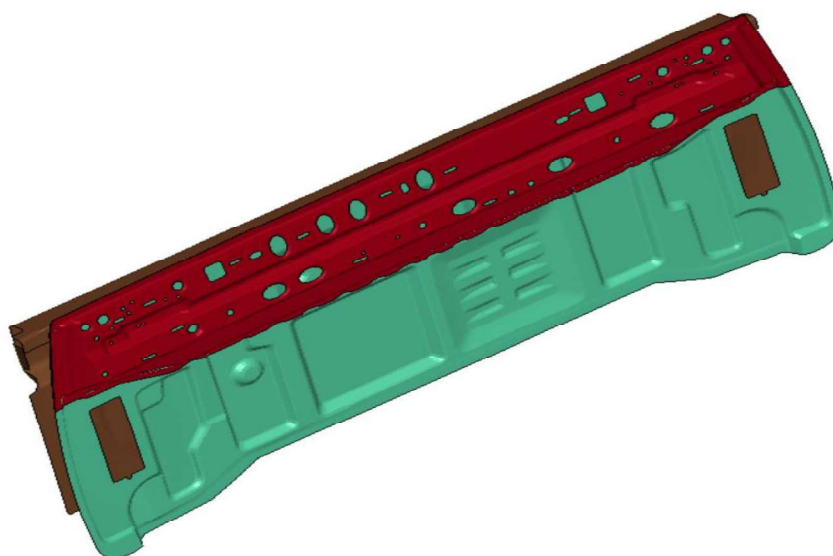


Рис. 12. Основные элементы поглощения энергии удара груза

Fig. 12. Main elements of load impact energy absorption

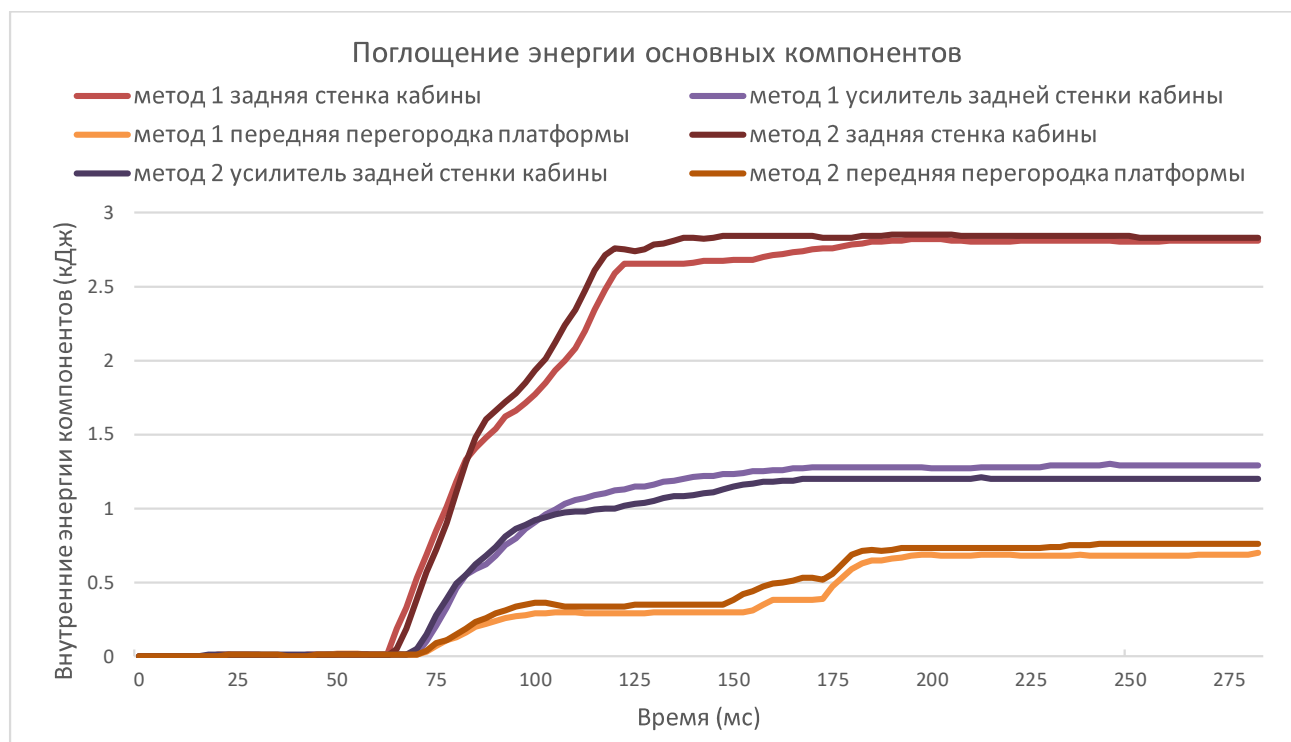


Рис. 13. График зависимости количества поглощения энергии основных компонентов от времени

Fig. 13. Energy absorption quantity of main elements as a function of time

Энергия удара груза в основном поглощается компонентами, показанными на рис. 13. В задней части кабины основными из них являются для обоих методов передняя перегородка грузовой платформы, задняя стенка кабины и усилитель задней стенки кабины. Количество энергии, поглощаемой этими компонентами в обоих методах, показано ниже. Погрешность метода 2 по сравнению с методом 1 также не превышает 10 %.

Таблица 1.

Поглощаемая энергия основных компонентов в методе 1 и методе 2

Table 1.

Absorbed energy of main elements in methods 1 and 2

Поглощаемая энергия (кДж)	Метод 1	Метод 2	Погрешность
передняя перегородка платформы	2,81	2,83	1 %
задняя стенка кабины	1,29	1,20	7 %
усилитель задней стенки кабины	0,70	0,76	9 %

С-стойка и крышка почти не восприняли энергию из-за разрушений сварных соединений между ней и задней стенкой. Улучшение конструкции задней части кабины пикапов можно реализовать с помощью упрочнения самой задней стенки, усиления точек соединений между задней стенкой и С-стойкой и применения топологической и параметрической оптимизаций.

По сравнению с методом 1 («краш-тест»), погрешность результатов по методу 2 («салазковое испытание») не более 10 %, в то время как нагрузка на вычислительные ресурсы существенно меньше. Время расчета по методу 1 составляет около 180 часов, а по методу 2 – около 80 часов (сократилось на 55 %). Таким образом, этот метод позволит снизить время выполнения расчетных итераций по доработке конструкции и достичь целевых параметров по прочности кабины в более короткие сроки, гарантируя при этом приемлемую точность

расчетов. Кроме того, корректность выводов, сделанных по результатам расчетов, проверяется салазковым испытанием, а не дорогостоящим краш-тестом.

Заключение

1. По данным статистики, более 90 % легковых пикапов имеют барьерную эквивалентную скорость, менее или равную 50 км/ч при лобовых столкновениях; 80 % легковых пикапов имеют массу груза, менее или равную 200 кг в момент лобового столкновения. Из типичных размеров упаковки товаров, 400*300*400 мм является самым опасным для испытания. Поэтому для обеспечения прочности, жесткости и безопасности заднего пассажирского салона при столкновении с грузом рекомендуются следующие условия нагружения: 1) скорость автомобиля – 50 км/ч; 2) масса груза – 200 кг; 3) размер груза – 400*300*400 мм.

2. По сравнению с методом «краш-тест», метод «салазковое испытание» дает результаты с погрешностью не более 10 %, а вычислительные ресурсы сокращаются более чем на 50 %, что значительно ускоряет процесс расчетных итераций по доработке конструкции пикапов. Кроме того, такой метод требует меньше финансовых затрат на этапе проверки.

3. Результаты имитирования показывают, что рассматриваемый режим нагружения действительно опасен для водителей и пассажиров легковых пикапов: груз вторгается в кабину на расстояние более 1500 мм, полностью уничтожая жизненное пространство для пассажиров задней части кабины и продолжая двигаться вперед со скоростью 5,5 м/с. Во время замедления пиковое ускорение груза составляет около 12 g. Основными энергопоглощающими компонентами в задней части кабины являются передняя перегородка платформы, задняя стенка кабины и усилитель задней стенки кабины.

4. Для обеспечения безопасности автомобилей пикапы должны иметь улучшенную конструкцию кузова, более прочные материалы и крепления. В частности, необходимо усилить заднюю стенку пассажирского салона и переднюю панель грузового отсека. Кроме того, прочность и жесткость спинок задних сидений и подголовников в пикапах также должны быть проанализированы и испытаны.

Библиографический список

1. ВОЗ ООН. Официальный сайт [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/road-traffic-injuries> (дата обращения: 29.03.2023).
2. NHSTA. Официальный сайт [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://www.nhtsa.gov> (дата обращения: 29.03.2023).
3. **Рябчинский, А.И.** Правила № 29 ЕЭК ООН нуждаются в переработке. Факт и история вопроса / А.И. Рябчинский, И.А. Плиев, В.И. Сальников, Г.К. Минеев // Автомобильная промышленность. 2005. № 1. С. 35-37.
4. **Liu Y.** Simulation analysis and experimental research for occupant safety of commercial vehicle cab. – Jilin, 2011. – 98p.
5. **D. Doecke Sam, R.J. Matthew, C.N. Baldock, J. Kloeden, K. Dutschke.** Impact speed and the risk of serious injury in vehicle crashes. Accident Analysis & Prevention. 2020. Vol. 144.

*Дата поступления
в редакцию: 19.12.2023*

*Дата принятия
к публикации: 10.01.2024*

УДК 656.1

EDN: RJRJJA

МЕТОД ИМИТАЦИИ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПЯТНЕ КОНТАКТА «КОЛЕСО-ГРУНТ» С ПОМОЩЬЮ ШТАМПОВ

Н.С. Вольская

ORCID: 0000-0003-0655-2677 e-mail: volskayans@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия**И.В. Басманов**

ORCID: 0000-0001-6997-8144 e-mail: basmanov.i.v@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия

Рассматривается моделирование сложного процесса деформации грунта под колесом. Для повышения точности расчетов при имитации прочностных свойств грунта выбран метод численного моделирования на базе дискретных элементов. Представлено взаимодействие жесткого колеса (шина имеет рисунок протектора, но не деформируется при контакте с опорой) с несвязным грунтом типа *сухой песок*. Выделены два совместно протекающих физических процесса под движущимся колесом: осадка грунта и его плоскостной сдвиг. Пятно контакта колеса имитируется в виде жесткого штампа с равновеликими площадями (круглой и эллиптической). Рассмотрены два случая: гладкая поверхность штампа и контактирующая поверхность с геометрическим рисунком. При расчетах учитываются разные соотношения сдвигающей P_x и вертикальной P_z нагрузок, действующих на штамп ($0,1 \dots 0,8$). Результаты расчетов показали, что применение численного метода дискретных элементов позволяет не только рассчитывать параметры контакта, но и визуализировать реальные физические процессы, происходящие в пятне контакта штампа-колеса с грунтом.

Ключевые слова: жесткое колесо, штамп, напряженно-деформированное состояние грунта, осадка, сдвиг, коэффициент сцепления, метод дискретных элементов.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Вольская, Н.С. Метод имитации физических процессов в пятне контакта «колесо-грунт» с помощью штампов / Н.С. Вольская, И.В. Басманов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 83-97. EDN: RJRJJA

METHOD FOR SIMULATION PHYSICAL PROCESSES IN «WHEEL-SOIL» CONTACT PATCH USING STAMPS

N.S. Volskaya

ORCID: 0000-0003-0655-2677 e-mail: volskayans@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia**I.V. Basmanov**

ORCID: 0000-0001-6997-8144 e-mail: basmanov.i.v@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia

Abstract. The paper presents modeling of a complex process of soil deformation under a wheel. A numerical simulation method based on discrete elements to improve the accuracy of calculations in simulation of soil strength properties was chosen. The interaction of a rigid wheel (the tire has a tread pattern, but does not deform upon contact with the soil) with non-cohesive soil such as dry sand is presented. Two jointly occurring physical processes under a moving wheel are distinguished: soil sinkage and its planar shift. The wheel contact patch is imitated in the form of a rigid stamp with

equal areas (round and elliptical). Two cases are considered: a smooth stamp surface and a contact surface with a geometric pattern. The calculations take into account different ratios of the shift P_x and vertical P_z loads acting on the stamp (0.1 ... 0.8). Discrete element method allows to calculate the contact parameters and to visualize the real physical processes occurring in the contact patch of the wheel-stamp with the soil.

Key words: rigid wheel, stamp, stress-strain state of the soil, sinkage, shift, adhesion coefficient, discrete element method.

FOR CITATION: Volskaya N.S. Basmanov I.V. Method for simulation physical processes in «wheel-soil» contact patch using stamps. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 83-97. EDN: PJIPJA

Введение

В предыдущих работах [1-4] отмечалась актуальность современного метода прогнозирования уровня опорно-тяговой проходимости колесных машин при движении в тяжелых дорожно-грунтовых условиях. В настоящей статье представлены предложения по развитию таких исследований на базе расчетного пакета, основанному на численном моделировании с помощью дискретных элементов. Одной из задач разрабатываемого метода в перспективе является создание цифрового двойника процесса взаимодействия шины с грунтом. В первую очередь, предлагается рассмотреть ее решение на примере взаимодействия жесткого колеса и грунта типа *сухой песок*. Сначала контакт колеса с грунтом представляется в виде идеальной геометрической модели пятна контакта (круглого жесткого штампа небольшой высоты), площадь которого соизмерима с площадью поверхности между реальным автомобильным колесом и грунтом. Основное внимание акцентировано на имитации физических процессов в пятне контакта негладкого жесткого колеса с внешним полупространством *грунт*.

Процесс рассматривается с позиций внешней механики колеса. Известны проблемы, возникающие при его математическом моделировании со стороны грунта. Наиболее существенная из них заключается в невозможности однозначно математически описать физикомеханическое состояние неоднородных грунтовых условий предполагаемого района эксплуатации транспортной машины и одновременно провести оценку эффективности ее движения. Известно, что для любой материальной точки полупространства *грунт* (в конкретных природных условиях достаточно сложного технологически эксперимента) можно зафиксировать ее уникальное напряженно-деформированное состояние, но имитировать его нельзя даже в лабораторных условиях.

Современные информационные технологии позволяют развивать научные исследования такого рода проблем, например, с помощью имитационного моделирования [5-15]. Его часто применяют в случаях, когда:

- не существует законченной постановки задачи исследования;
- аналитические методы решения являются математически сложными и практически нерешаемыми;
- рассматриваемый процесс невозможно наблюдать в реальных условиях.

Далее предполагается анализ результатов энергетического взаимодействия штампа-колеса и дисперсной среды грунта.

Физические процессы, определяющие основу внешней механики колеса

Известны попытки решения проблемы по оценке влияния режима качения, силового нагружения, геометрических размеров и других факторов, связанных с пневматическим колесом на его взаимодействие с деформируемой опорной поверхностью [16-20]. В этих работах основное внимание уделено вопросам разработки расчетных методик эффективности прямолинейного движения активного колеса на горизонтальной поверхности в заданных дорожно-грунтовых условиях. Детализации характера протекания физических процессов в грунте, на наш взгляд, уделяется недостаточно внимания.

1. Рассмотрим современный подход и новые возможности в решении аналогичных задач. На рис. 1 представлены результаты имитации физических процессов свободной осадки совместно со сдвигом грунта под действием жесткого колеса с помощью ПО *EDEM*. В механике грунтов рассмотрены принципы раздельного проведения такого рода экспериментов в лабораторных условиях [21]. Имитация процесса формирования пятна контакта представлена с помощью круглого штампа небольшой высоты, который перемещается в грунтовом канале под действием двух сил, (рис. 1 а), б)). Имитатор пятна контакта (штамп) под действием этих двух внешних сил погружается в грунт. Перемещение «колеса» в направлении оси x можно выразить суммой перемещений по осям $x(t)$ и $z(t)$, причем траектория движения зависит от времени и силового режима нагружения колеса-штампа.

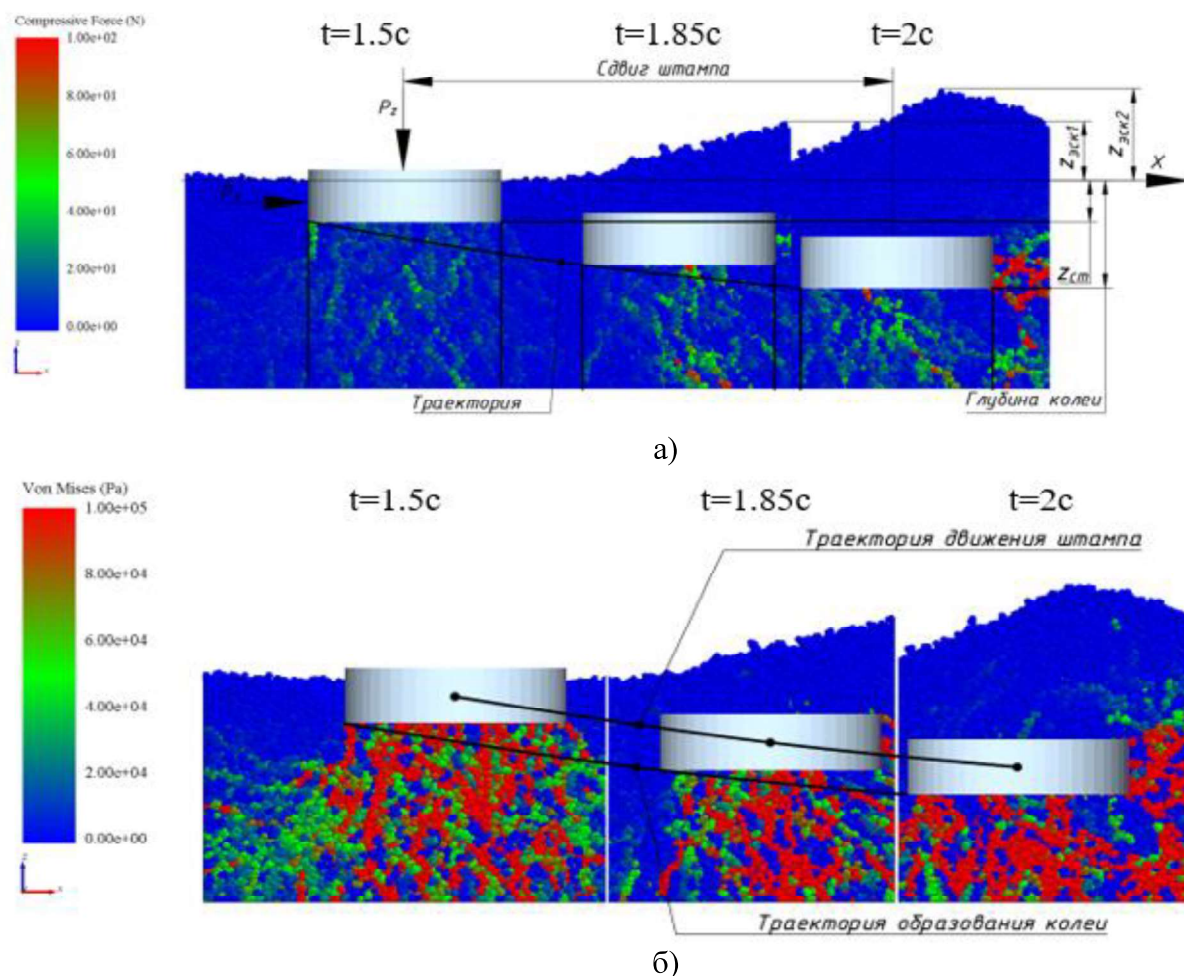


Рис. 1. Имитация физических процессов осадки и сдвига штампа на грунте песок (зафиксированы положения штампа в моменты времени t_1, t_2, t_3):

а) визуализация процессов определения траектории движения центра масс штампа и формирования глубины колеи во время его движения (фиксируются компрессионные силы, действующие на дискретные частицы искусственного грунта); б) динамическая картина изменения напряженно-деформированного состояния грунта в процессе сдвига штампа

Fig. 1. Simulation of the physical processes of stamp sinkage and shift on sand soil (the positions of the stamp at moments t_1, t_2, t_3 are recorded):

а) visualization of the processes of determining the trajectory of the center of mass of the stamp and the formation of the rut depth during its movement (compression forces acting on discrete particles of artificial soil are recorded); б) dynamic picture of changes in the stress-strain state of the soil during the process of shift the stamp

Представим результаты физического моделирования движения пятна контакта жесткого колеса в виде двухэтапного процесса, имитирующего с помощью жесткого штампа процесс сдвига штампа под действием сил, вертикальной P_z и продольной P_x . Зафиксировано три момента движения штампа:

- штамп опустился на грунт и деформировал его своей гравитационной массой, имитирующей, в том числе, вертикальную нагрузку P_z на ось колеса, время t_1 ;
- штамп достиг максимальной скорости движения под действием сил P_z и P_x , время t_2 ;
- штамп остановился, поскольку реакция сил сопротивления движению грунта превысила главный вектор активных сил, инициирующих его движение.

По результатам расчета визуализирован сам процесс взаимодействия штампа (колеса) с грунтом. Можно наблюдать и выделить:

- процессы нагребания, т.е. экскавации грунта ($z_{\text{экс}}$);
- траекторию перемещения штампа;
- динамическую картину образования колеи под колесом (z , $z_{\text{ст}}$);
- изменение картины действия компрессионных сил, действующих в контактах DEM-элементов грунта как между собой, так и на поверхность штампа;
- изменение картины напряженно-деформированного состояния искусственного грунта под перемещающимся штампом (рис. 1 б));

Все перечисленные процессы имитируются с учетом динамики изменения соотношения двух активных сил P_z и P_x , и, соответственно, проводится анализ взаимной динамической реакции штампа и заданного типа грунта друг на друга. Рассмотренную группу моделируемых процессов, определяющих физическую картину взаимодействия системы «колесо-грунт», завершим примером визуализации процесса сдвига штампа тех же размеров и силовой схемы нагружения, но оборудованного грунтозацепами, с заданной формой и рисунком. Введены два варианта формы штампа: стандартная – круглая (рис. 2) и специальная – эллиптическая (рис. 3). Результаты имитации представлены на рис. 4-7.

Характеристики штампа 1:
Диаметр штампа 100 мм
Площадь штампа 0.00785 м²
Высота штампа 30 мм
Вертикальная нагрузка 80 Н

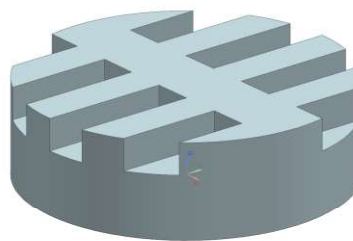


Рис. 2. Характеристики круглого штампа

Fig. 2. Characteristics of round stamp

Характеристики штампа 2:
Малая полуось 50 мм
Большая полуось 87,5 мм
Площадь 0.01374 м²
Высота штампа 30 мм
Вертикальная нагрузка 80 Н

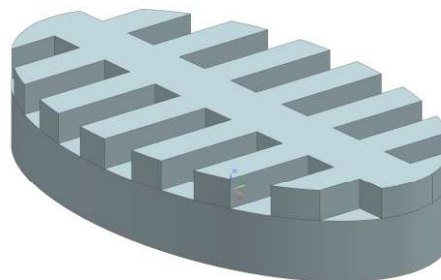


Рис. 3. Характеристики эллиптического штампа

Fig. 3. Characteristics of elliptical stamp

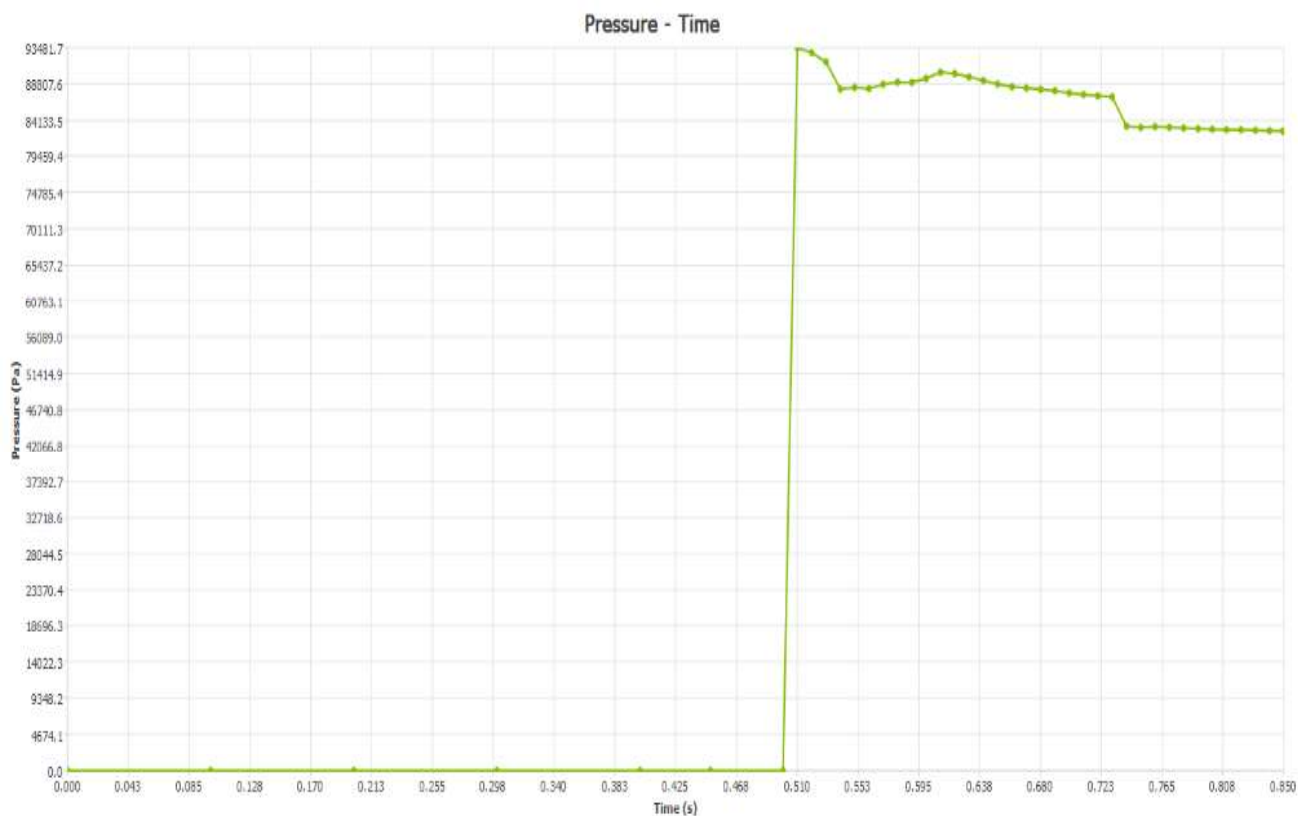


Рис. 4. Изменение напряжения в частице (виртуальном датчике под центром круглого штампа)

Fig. 4. Change in stress in a particle (virtual sensor under the center of a round stamp)

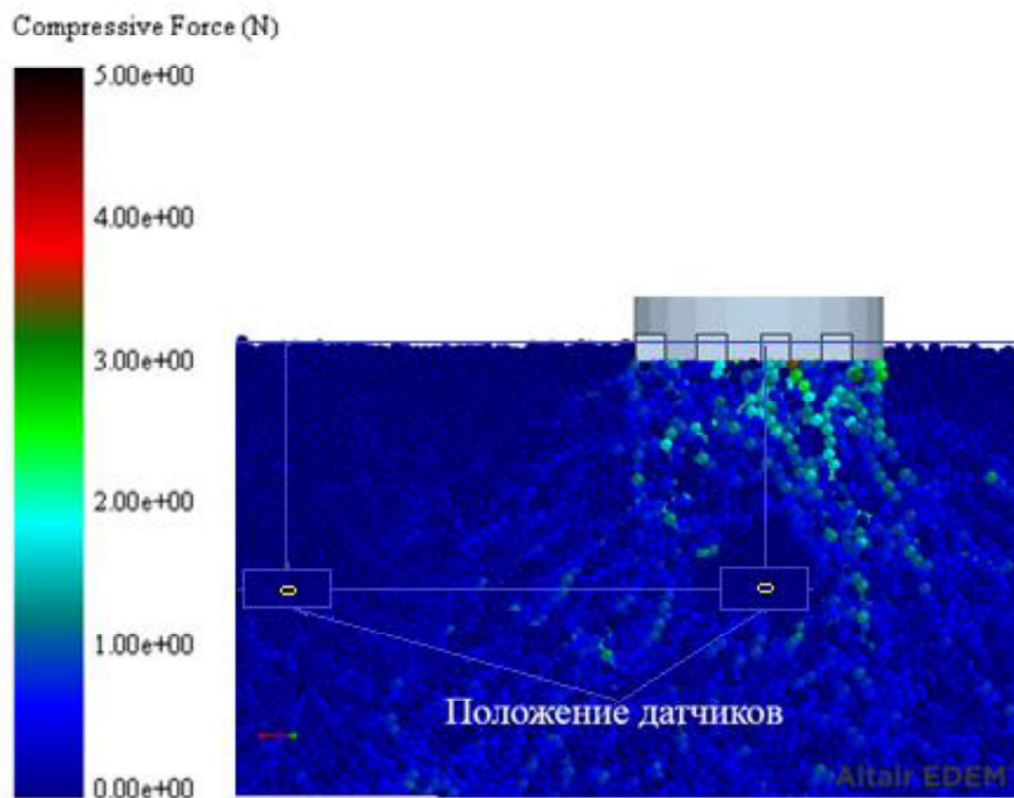
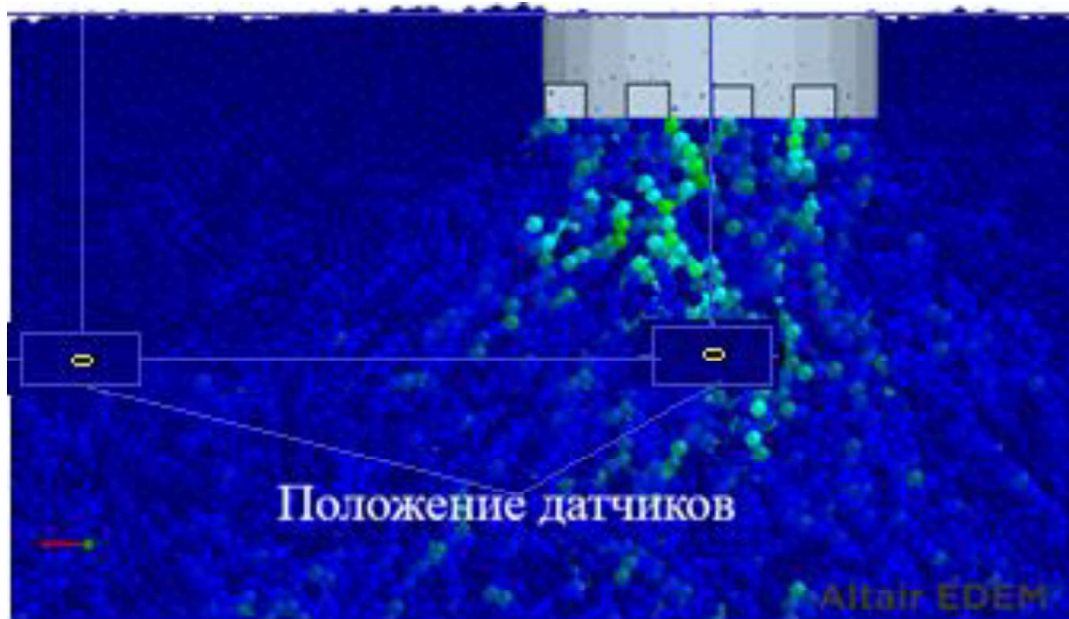


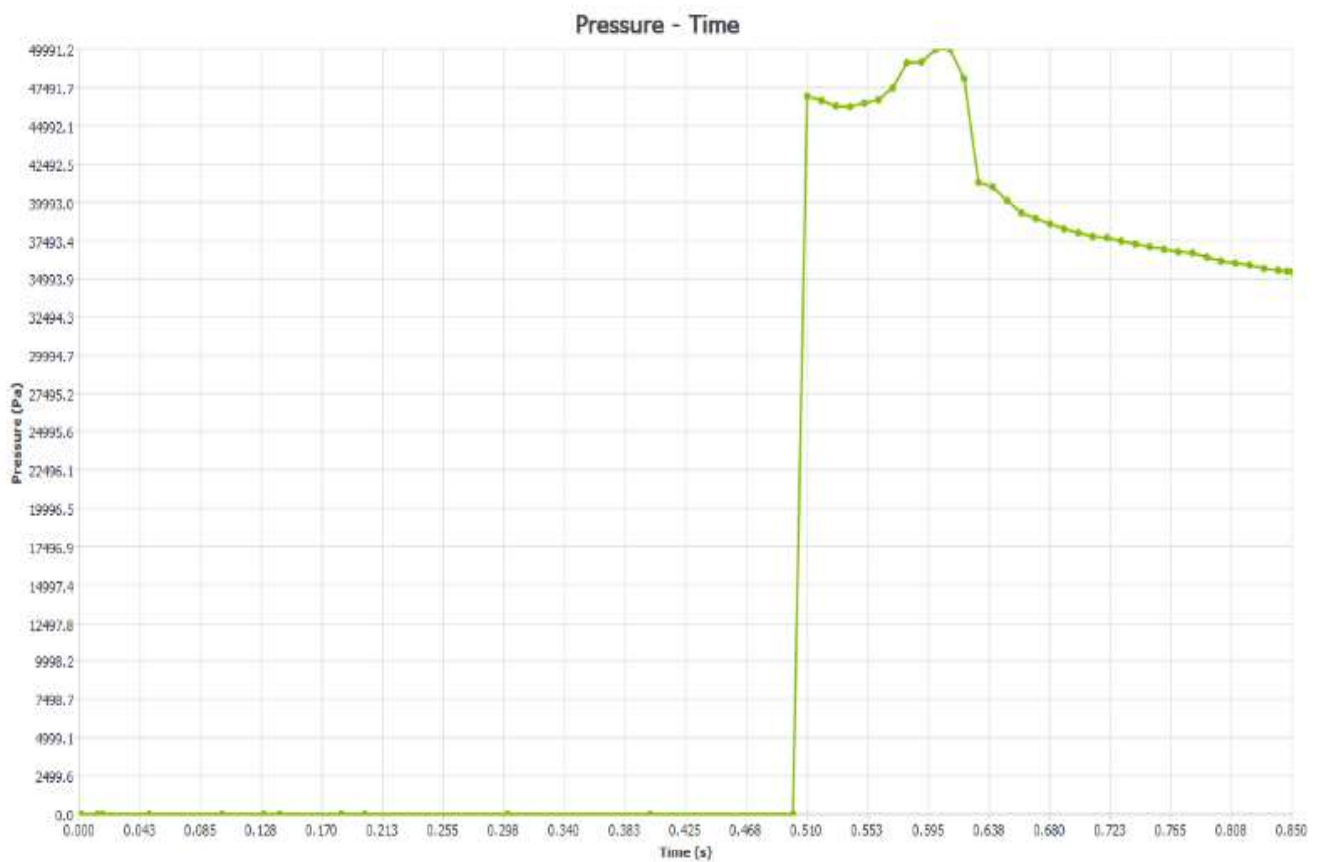
Рис. 5. Пример установки датчиков (начало взаимодействия круглого штампа с грунтом)

Fig. 5. Example of sensor installation (beginning of interaction of a round stamp with the soil)



**Рис. 6. Положение датчиков при установившемся режиме
(взаимодействия круглого штампа с грунтом)**

Fig. 6. Position of the sensors in steady state (interaction of a round stamp with the soil)



**Рис. 7. Изменение напряжения в частице
(виртуальном датчике под центром эллиптического штампа)**

Fig. 7. Change in stress in a particle (virtual sensor under the center of an elliptical stamp)

Этот пример, демонстрирующий влияние формы пятна контакта и рисунка протектора шины на реакцию опорной «мягкой» (деформирующейся) поверхности (задающий тип грунта под двигателем внедорожных транспортных средств), позволяет не только расчетом оценить затраты на энергетические потери от деформаций в грунте, но и визуализировать протекающие во времени динамические процессы. Для детализации и уточнения решаемых задач в заданные точки искусственного грунта предлагается внедрять «датчики-частицы» (виртуальные датчики (рис. 4, 5), которые во времени могут следить за изменением напряженного состояния в грунте с выходом на его графическое представление (рис. 3, 6). При подведении итогов имитационного моделирования модели пятна контакта колеса с грунтом [22] были выявлены следующие преимущества и недостатки рассмотренной твердотельной модели пятна контакта в системе «колесо-грунт». Главное преимущество – малое время имитации взаимодействия колеса с мягким грунтом. Получен метод расчета динамической картины напряженно-деформированного состояния полупространства «грунт» с визуализацией эпюр: компрессионных сил, напряжений и скоростей, затронутых процессами свободной осадки и сдвига дискретных частиц искусственного грунта. Четко визуализируется картина экскавации грунта перед движущимся штампом. Из-за задаваемой малой высоты штампа происходит «нагревание» грунта на штамп, в результате картина имитации реального процесса искажается. Поэтому было предложено другое решение, связанное с конфигурацией штампов.

2. Разработаны штампы в форме жесткого колеса, оборудованного грунтозацепами, рисунок и геометрические размеры которого соответствуют реальным шинам известных конструкций, например, 16.00-20. Таким образом выбранный метод позволил при расчетах имитировать процесс взаимодействия шины с грунтом с максимальным приближением геометрических и силовых характеристик их контакта.

Рассмотрим пример результатов такого расчетного эксперимента. В табл. 1 приведены геометрические параметры колеса-штампа, на рис. 8 изображена его твердотельная модель, основные параметры его геометрии и границы силового нагружения по осям x и y представлены в табл. 2, где все варианты расчета имеют свой номер, который соответствует информации графиков рис. 9-13.



Рис. 8. 3D-твердотельная модель штампа-колеса

Fig. 8. 3D solid model of a stamp-wheel

Таблица 1.

Геометрические параметры колеса-штампа

Table 1.

Geometric parameters of the wheel-stamp

Параметр	Значение
Диаметр колеса по впадинам, мм	800
Диаметр колеса по вершинам, мм	850
Ширина колеса, мм	450
ширина грунтозацепов, мм	50
шаг грунтозацепов, град	15

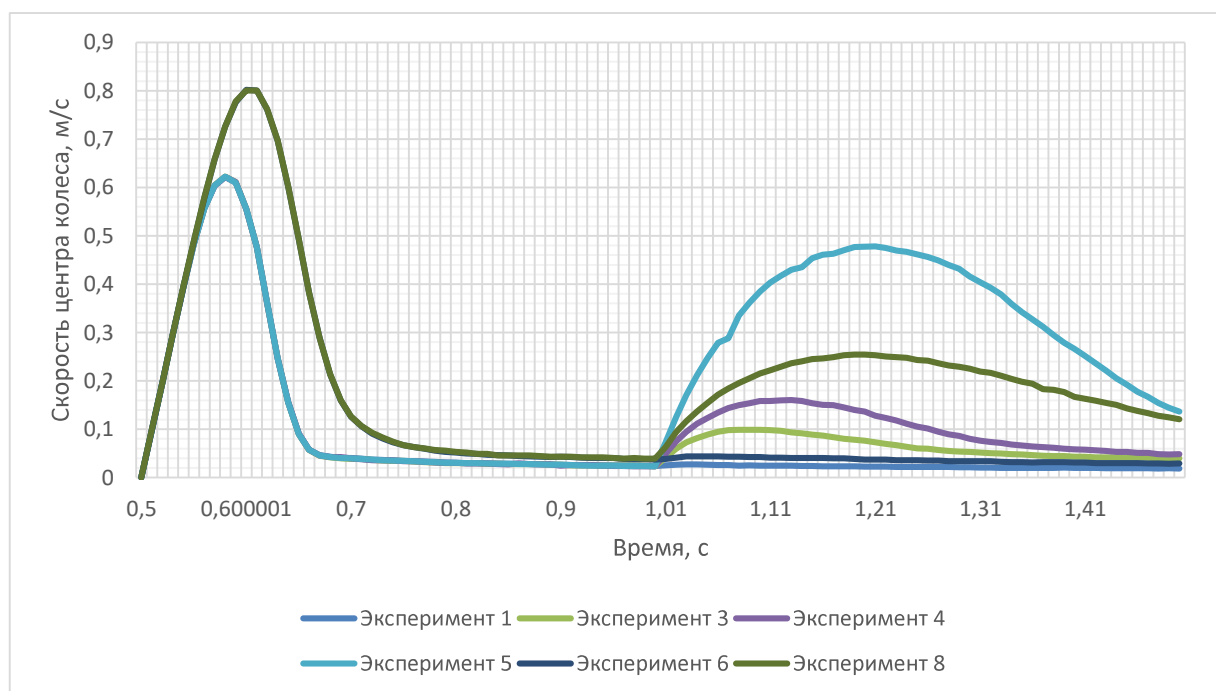
Таблица 2.

Границы силового нагружения по осям x и y

Table 2.

Boundaries of strength loading along the x and y axes

№ расчет-ного эксперимента	Масса штампа, кг	Нормальная реакция от грунта, Н	Усилие сдвига штампа P_x , Н	P_x/P_z	Глубина колеи от осадки грунта, мм	Глубина колеи от сдвига штампа 0.5 сек, мм	Глубина колеи (в конце сдвига штампа), мм	Ширина пятна контакта, м	Длина пятна контакта, м
1	500	4905	490.5	0.1	63.7	10.3	74	0.45	0.42
2			981	0.2	63.7	12	75.7	0.45	0.42
3			1962	0.4	63.7	19	82.7	0.45	0.42
4			2452.5	0.5	63.7	25	88.7	0.45	0.42
5			3924	0.8	63.7	57.4	121.1	0.45	0.42
6	1500	14715	1471.5	0.1	105.03	16.5	121.53	0.45	0.55
7			2943	0.2	105.03	19.76	124.79	0.45	0.55
8			5886	0.4	105.03	34.85	139.88	0.45	0.55
9			7357.5	0.5	105.03	50.38	155.41	0.45	0.55
10			11772	0.8	105.03	104.16	209.19	0.45	0.55

Рис. 9. График абсолютной скорости движения центра колеса $|V_{цк}|$ Fig. 9. Graph of the absolute speed of the wheel center $|V_{цк}|$

Определение кинематических и силовых параметров, влияющих на перемещения жесткого активного штампа-колеса под действием сил P_z и P_x , представлено на рис. 9-13, где можно видеть, какие численные значения имеют кинематические и силовые параметры колеса в течение 1,5 сек имитируемого процесса. В момент времени $\sim 0,5$ сек штамп опускается на грунт, после первой секунды он начинает движение под действием продольной силы P_x . Рассматривается два варианта вертикальной нагрузки на центр штампа-колеса; для обоих вариантов отдельно рассматривается влияние на процесс контакта продольной активной силы P_x , которая варьируется в интервале значений $0,1 \dots 0,8 P_z$.

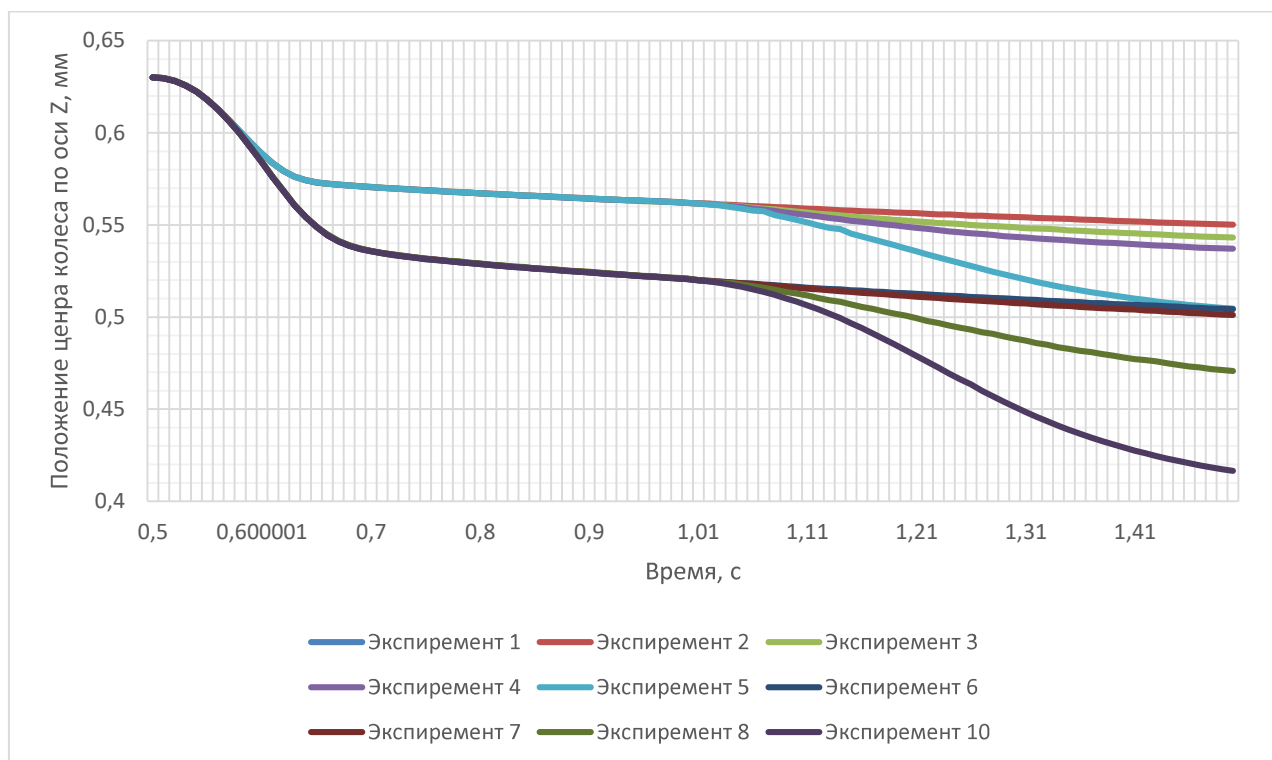


Рис. 10. График изменения положения центра масс штампа по оси z

Fig. 10. Graph of changes in the position of the center of mass of the stamp along the z axis

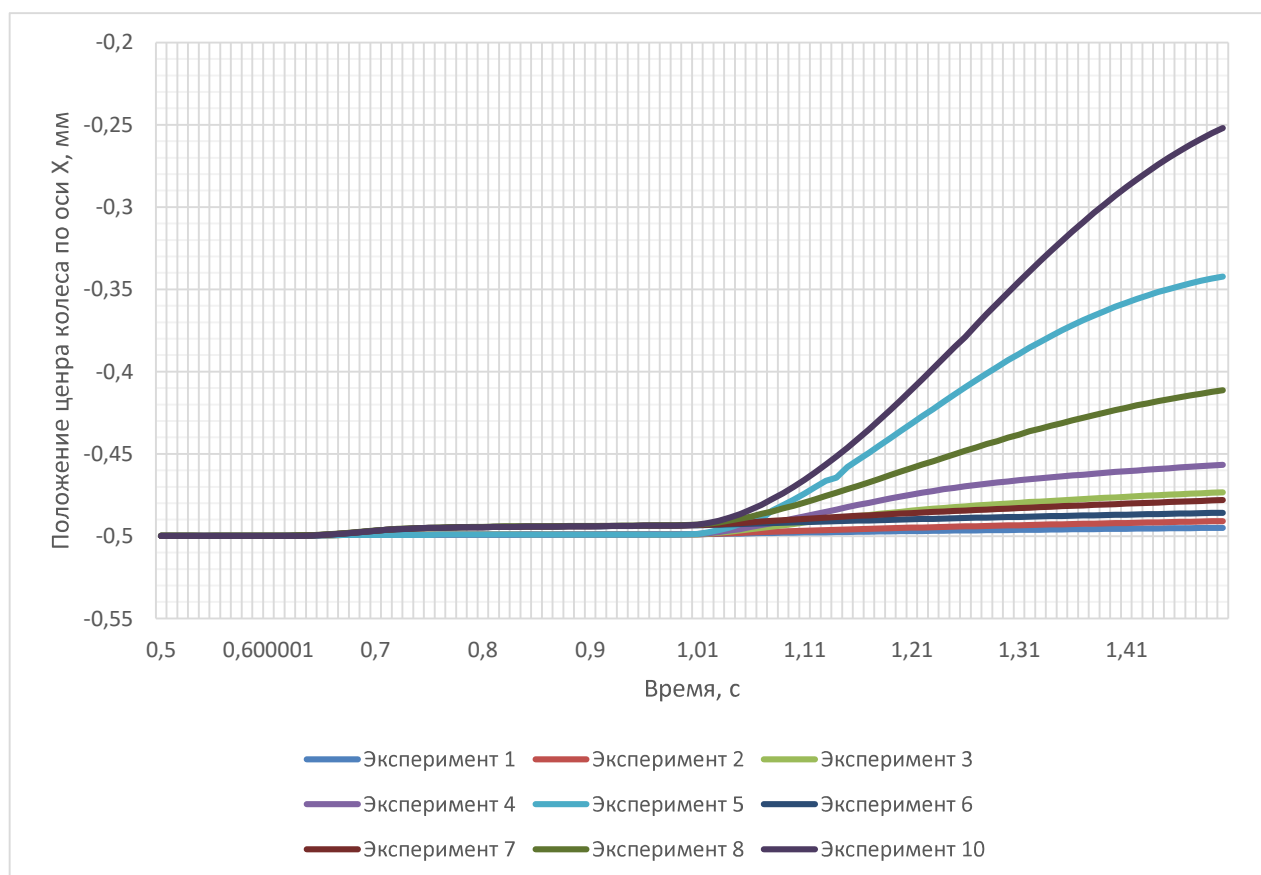


Рис. 11. График изменения положения центра масс штампа по оси x

Fig. 11. Graph of changes in the position of the center of mass of the stamp along the x axis

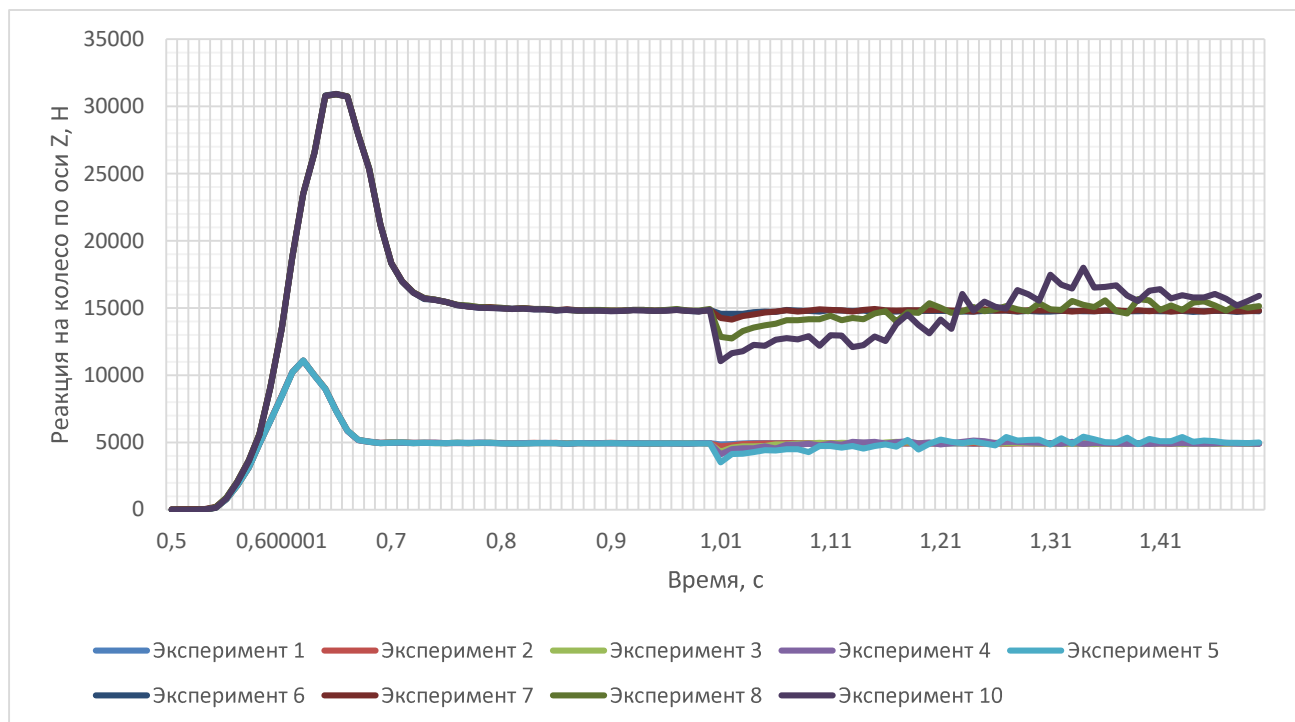


Рис. 12. График изменения вертикальной реакции искусственного грунта под действием веса колеса в сумме с задаваемой вертикальной нагрузкой на колесо

Fig. 12. Graph of changes in the vertical reaction of artificial soil under the influence of the weight of the wheel in addition to the specified vertical load on the wheel

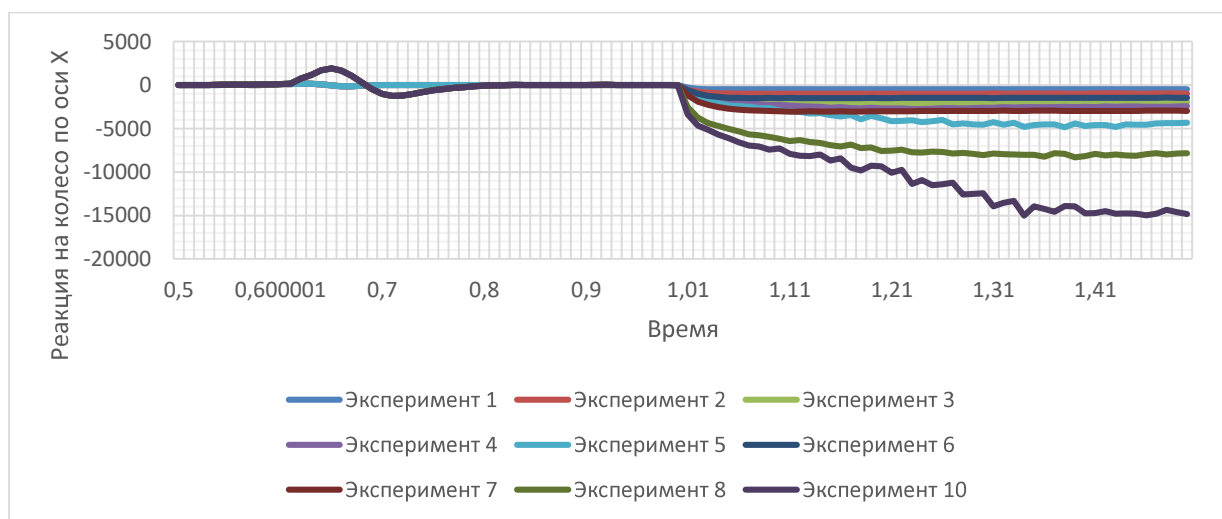


Рис. 13. График имитации приложения активной продольной силы к колесу-штампу за время перемещения

Fig. 13. Graph for simulating the application of active longitudinal force to the wheel-stamp during movement

Конечной целью этого расчетного эксперимента являлась попытка оценки взаимовлияния параметров механической системы «колесо-грунт» и грунта (с учетом типа искусственного грунта) на измерители рассматриваемого процесса. На рис. 14-18 представлены результаты исследований по имитации взаимодействия штампов в виде пятна контакта (цилиндрической формы; результаты на левых рисунках) и в виде жесткого колеса с заданным рисунком

протектора (результаты – справа). При оценке опорно-тяговой проходимости важно прогнозировать глубину колеи и выявить факторы, оказывающие влияние на ее размеры. По результатам расчетов выявлено, что глубину колеи нужно определять с учетом двух процессов: статического (свободная осадка) и свободного плоскостного сдвига штампа. В проведенных ранее исследованиях [16-21] алгоритмы расчета или прогнозирования глубины колеи не учитывали возможности ее роста за счет составляющей совместного сдвигу процесса осадки грунта. Наше исследование при визуализации основных физических процессов с помощью ПО EDEM выявило необходимость учета дополнительной составляющей. Ранее отмечалось, что при полном буксовании колеса «закапывается», разрушая грунт в пятне контакта.

Таким образом, при имитации рассматриваемых процессов наблюдается рост глубины колеи в результате: 1) вертикального нагружения; 2) продольного сдвига колеса (рис. 14, 15). Можно видеть, что с ростом вертикальной нагрузки на ось колеса и ростом продольной активной продольной силы расчетные значения глубины колеи могут давать поправку до 40 % в сторону увеличения (случай штампа-колеса, в примере рассматривается несвязанный грунт).

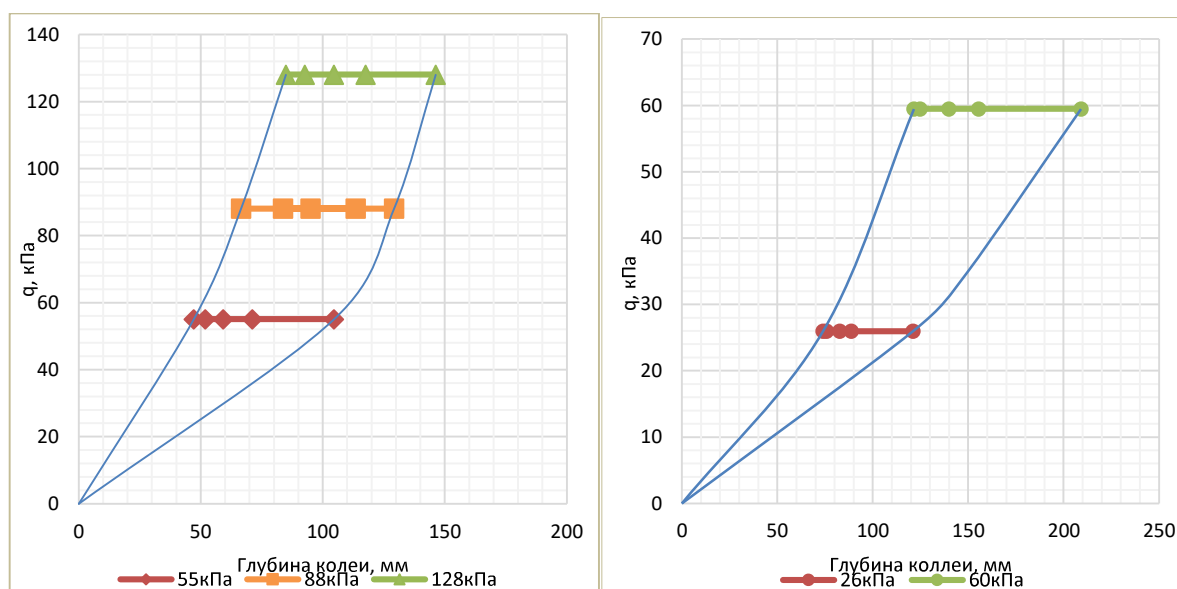


Рис. 14. Прогнозирование глубины колеи

Fig. 14. Predicting rut depth

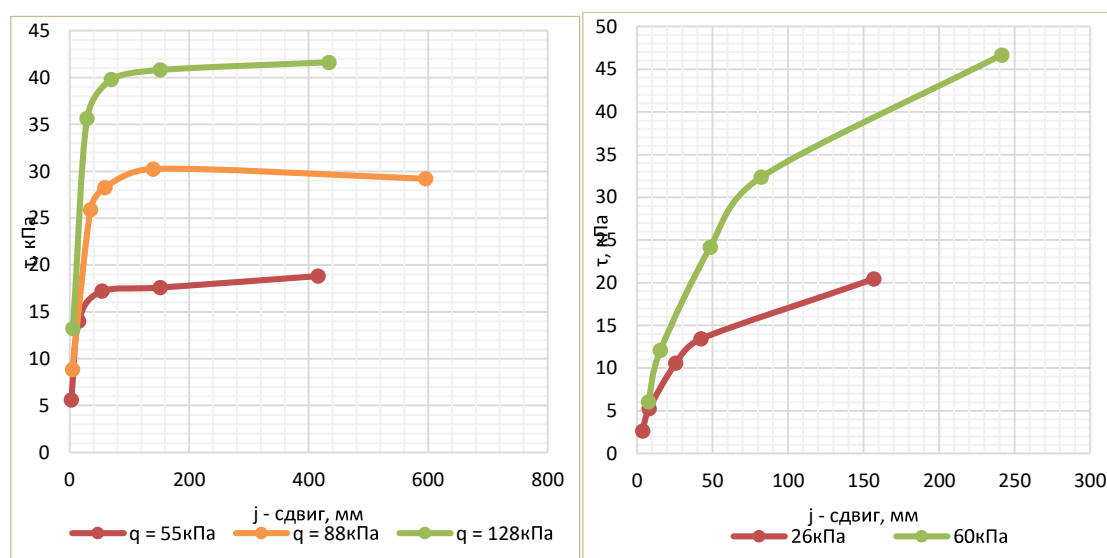


Рис. 15. Прогнозирование характеристик свободного плоскостного сдвига

Fig. 15. Prediction of free planar shift characteristics

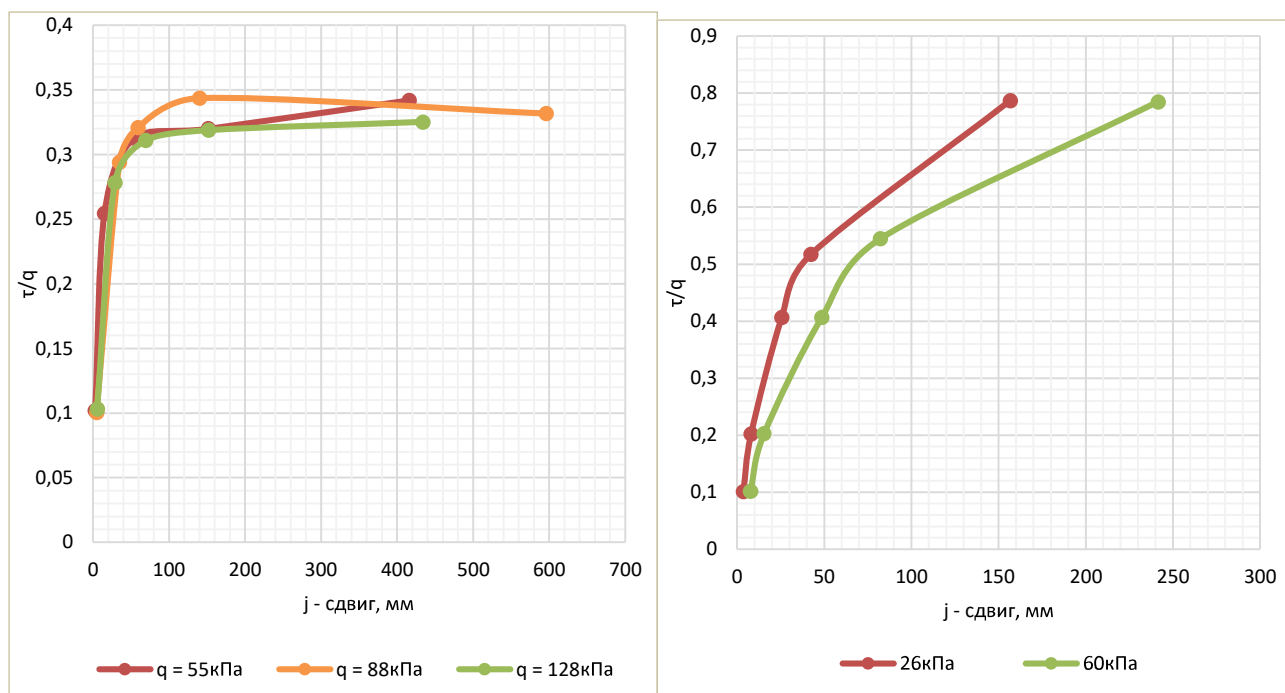


Рис. 16. Прогнозирование реализуемого коэффициента сцепления колесного движителя с несвязным грунтом

Fig. 16. Prediction of the realized adhesion coefficient of a wheeled propulsion device with non-cohesive soil

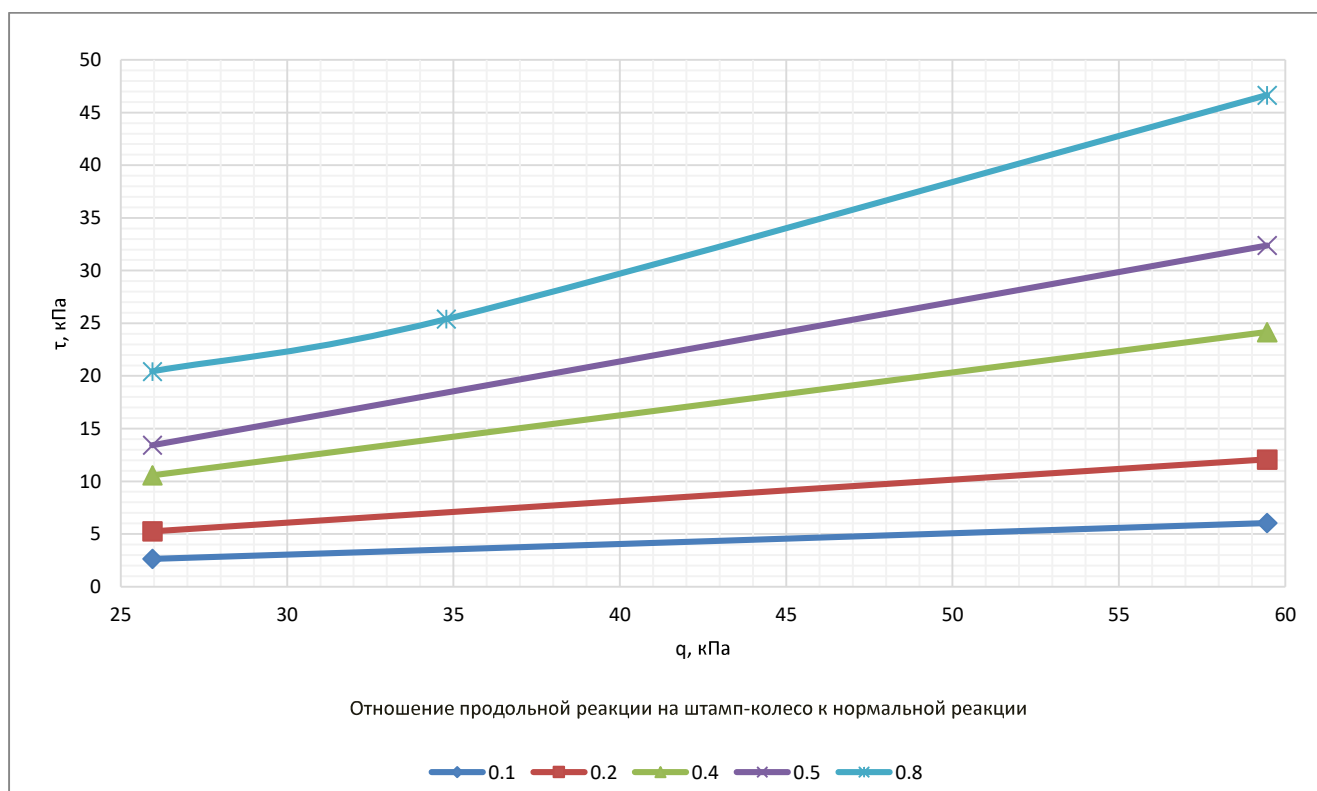


Рис. 17. Оценка напряженно-деформированного состояния опорной поверхности под колесным движителем

Fig. 17. Assessment of the stress-strain state of the supporting surface under the wheel propulsion device

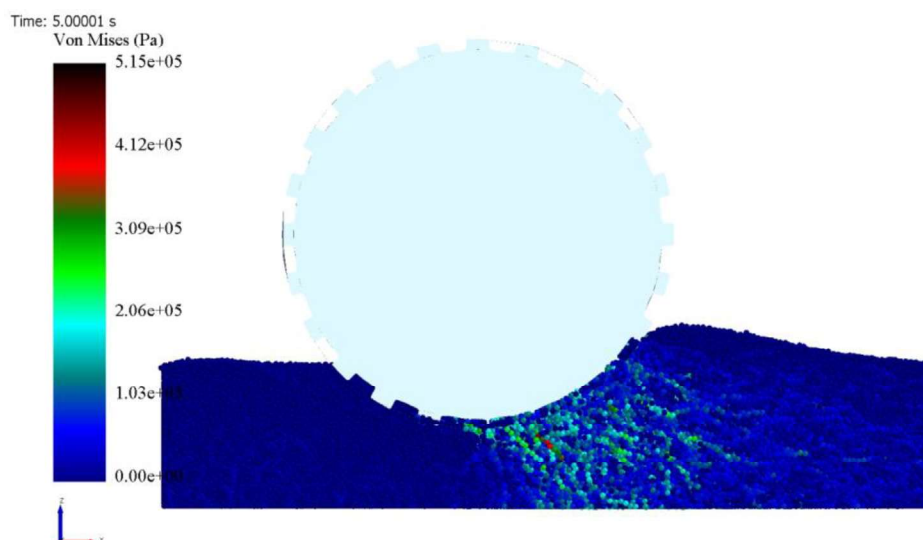


Рис. 18. Возможности визуализации измерителей несущей способности искусственного грунта

Fig. 18. Visualization capabilities of artificial soil load-bearing capacity meters

Рассмотрим результаты по выделенному процессу сдвига (рис. 15, 16): слева – для имитатора пятна контакта, справа – для штампа *жесткое колесо*. Однозначно можно сказать, что левые графики дают результаты, характерные для свободного плоского сдвига (сдвиг хрупкий). При этом на искусственном грунте сдвигается гладкий цилиндрический металлический штамп, можно прогнозировать максимальное значение коэффициента сцепления $\varphi = 0,35$. При рассмотрении результатов имитации того же процесса на примере плоского сдвига штампа колеса со встроенными грунтозацепами результаты взаимодействия штампа-колеса с полупространством искусственного грунта резко меняются: так называемый процесс свободного плоского сдвига имеет иную специфику. На правых графиках рис. 15, 16 явно видны характерные черты процесса, более близкого к физике пластичного сдвига [21]. По нашему мнению, это закономерный результат удачно подобранного рисунка протектора для колеса и его геометрические характеристики. Можно видеть, что сцепные свойства с опорной деформируемой поверхностью у такого колесного движителя намного выше. Можно прогнозировать, что коэффициент сцепления с искусственным грунтом может достигнуть значения $\varphi = 0,7$.

На рис. 17 представлен анализ влияния возрастания продольной активной силы на штамп-колесо при заданном варианте вертикальной нагрузки $P_z = 14715$ Н. В этом варианте нагружения средние значения касательных напряжений в пятне контакта колеса с грунтом (при заданной геометрии грунтозацепов) соизмеримы со средними нормальными напряжениями. На рис. 18 представлен заключительный этап визуализации процесса свободного сдвига штампа-колеса. Можно сделать вывод о возможности дальнейшего исследования процессов оценки несущей способности грунтов, в том числе, снижения уровня экскавации грунта перед движущимся активным колесом.

Результаты

Рассмотрены пути решения двух совместных основных задач прогнозирования реакции грунтовой поверхности под колесным движителем машины: осадки грунта и его сдвига в пятне контакта с колесом. Обозначена возможность рассмотреть процесс экскавации грунта перед колесом при его прямолинейном перемещении (в динамической постановке); инструментом моделирования выбрано ПО на базе DEM-элементов. Подтверждена возможность моделирования внешней механики среды (искусственного грунта), являющейся опорой движителям транспортных сред, в расчетах на проходимость машин.

В данном исследовании представлен оригинальный подход к постановке задачи разработки цифрового двойника искусственного грунта типа *песок*. Рассмотрен первый шаг этой задачи – моделирование физических процессов в несвязном грунте под воздействием комбинированной нагрузки, приложенной к жесткому колесу.

Предложены способы моделирования пятна контакта автомобильного колеса:

- в виде жесткого плоского металлического штампа, имеющего площадь, численно соизмеримую с этой характеристикой для автомобильных шин;
- в виде жесткого штампа-колеса, оборудованного грунтозацепами.

Показано, что с помощью программного комплекса *DEM* можно визуализировать картину внешней механики автомобильного колеса с выходом на динамику формирования глубины колеи и напряженно-деформированного состояния грунтового полупространства.

Выводы

1. Разработана методика имитации взаимодействия жесткого колеса с несвязным грунтом (тормозной режим). Приведен расчетный пример, в качестве аналога колеса выбрана твердотельная модель шины 16.00-20.

2. Представлены результаты совместной симуляции процессов свободной осадки и плоскостного сдвига. Они выявили преимущества выбранного способа имитации физических процессов в полупространстве грунт с помощью ПО на базе дискретных элементов *DEM*. Сделан важный теоретический вывод: выбор оптимального рисунка и размеров протектора шины может существенно изменить характер взаимовлияния деформируемости грунта и пятна контакта колеса с выходом на снижение потерь на качение колеса.

3. Выявлен источник, дополняющий картину формирования глубины колеи под колесным движителем. Таким источником является процесс свободного сдвига грунта. Показано, что для случая движения по несвязному грунту можно на стадии прогнозирования выявить увеличение глубины колеи от ее значения в статике до 40 %.

4. Показано, что при использовании в качестве имитатора реального активного «колеса-штампа» – жесткого колеса с оптимально подобранным рисунком протектора, можно прогнозировать увеличение коэффициента сцепления на 30 %. Таким образом, предложена математическая модель и алгоритм прогнозирования возможности реализации более высокого коэффициента сцепления шины с несвязным грунтом.

5. Дальнейшие исследования будут продолжены для колеса, нагруженного крутящим моментом.

Библиографический список

1. Курдюк, В.А. Расчетный метод моделирования деформационных свойств грунтов в задачах прогнозирования взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью / В.А. Курдюк, Н.С. Вольская, О.А. Русанов // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 2. С. 12-16. – EDN TPDITP.
2. Levenkov, Y.Y. Simulation of the tire enveloping properties in case of the unmanned car wheel interaction with a rigid uneven surface / Y.Y. Levenkov, N.S. Vol'skaya, O.A. Rusanov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 534. Iss. 1. 2019. DOI 10.1088/1757-899X/534/1/012023
3. Вольская, Н.С. Элементы методики прогнозирования эффективности движения колеса с помощью имитационного моделирования его внешней механики / Н.С. Вольская, И.В. Басманов, Я.Ю. Левенков, Г.Ю. Ястребов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2021. № 4(135). С. 81-89. DOI 10.46960/1816-210X_2021_4_81. – EDN SWCCSP.
4. Вольская, Н. С. Динамический метод оценки напряженно-деформированного состояния полупространства «грунт» в контактных задачах «шина-грунт» / Н.С. Вольская, И.В. Басманов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2022. № 1(136). С. 86-96. – DOI 10.46960/1816-210X_2022_1_86. – EDN DTGGNI.
5. Smith, W.C. Modeling of Wheel-Soil Interaction for Small Ground Vehicles Operating on Granular Soil // A dissertation submitted in partial fulfillment if the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in The University of Michigan, 2014. P. 148.

6. **Wong, Jo-Yung.** Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses part I / Jo-Yung Wong, A.R. Reece // Performance of driven rigid wheels, Journal of Terramechanics, Volume 4, Issue 1, 1967, Pages 81-98.
7. **Ojeda, L.** Terrain trafficability characterization with a mobile robot, SPIE / L. Ojeda, J. Borenstein, G. Witus // Proceedings Vol. 5804: Unmanned Ground Vehicle Technology VII, (27 May 2005).
8. **Zhou, L.** Numerical simulation and testing verification of the interaction between track and sandy ground based on discrete element method / L. Zhou, J. Gao, Ch. Hu, Q. Li // Journal of Terramechanics, Vol. 95, 2021. P. 73-88, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2021.03.002>.
9. **Oida, A.,** Effect of Tire Lug Cross Section on Tire Performance Simulated by Distinct Element Method (Application of DEM to Simulate Interaction between Soil and Tire Lug) / A. Oida, S. Ohkubo, H. Schwanghart // Proceedings of 13th International Conference of ISTVS, 1999. pp. 345-352.
10. **Briend, R.** Modelling wheel-soil interactions using the discrete element method for tread shape optimization. Montreal: McGill University, 2010.
11. **Dai, F.** Simulative Calibration on Contact Parameters of Discrete Elements for Covering Soil on Whole Plastic Film Mulching on Double Ridges / F. Dai, X.F. Song, W.Y. Zhao, F.W. Zhang // Trans. Chin. Soc. Agric. 2019. Mach. 50 (2), 50-56. <https://doi.org/10.6041/j.issn.1000-1298.2019.02.006>
12. **Yonghao, Du.** Numerical analysis on tractive performance of off-road wheel steering on sand using discrete element method / D. Yonghao, G. Jingwei, J. Lehua, Z. Yuanchao // Journal of Terramechanics, Vol. 1, 2017, P. 25-43, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2017.02.001>
13. **Lommen, S.** DEM speedup: Stiffness effects on behavior of bulk material / S. Lommen, D. Schott, G. Lodewijks, // Particuology, Vol. 12. 2014. P. 107-112, <https://doi.org/10.1016/j.partic.2013.03.006>
14. **Abdeli, M.** Discrete element method modelling of sand cutting (19) / M. Abdeli, SA, Miedema, van Rhee C, Schott DL, Grima M.A. In Dobson J, editor // Proceedings of the 19th world dredging congress. Beijing, China: Chida. 2010. P. 616-635.
15. **Xiuhan, Ch.** Porosity calculation in discrete element modeling of sand cutting process / Ch. Xiuhan, M. Sape // Proceedings WODCON XX – Congress and Exhibition: The Art of Dredging. 2013.
16. **Агейкин, Я.С.** Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
17. **Белоусов, В.Н.** Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами: монография / В.Н. Белоусов, С.Б. Шухман. – М.: Агроконсалт, 2013. – 612 с.
18. Полотно пути транспортно-технологических машин: учебник [под ред. В.В. Беякова, А.А. Куркина]. – Нижний Новгород, Изд-во НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2014. – 447 с.
19. **Ларин, В.В.** Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В.В. Ларин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.
20. **Беккер, М.Г.** Введение в теорию систем местность-машина / М.Г. Беккер. – М.: Машиностроение. 1973. – 520 с.
21. **Зеленин, А.Н.** Лабораторный практикум по резанию грунтов: учебное пособие / А.Н. Зеленин и др. – М., Высшая школа, 1969. – 310 с.
22. **Вольская, Н.С.** Моделирование взаимодействия жесткого колеса с грунтом на основе метода дискретных элементов / Н.С. Вольская, И.В. Басманов // Сборник научных статей по итогам работы Международного научного форума «Наука и инновации – Современные концепции». Т. 1. – М.: Инфинити, 2023. – 159 с.

*Дата поступления
в редакцию: 05.09.2023*

*Дата принятия
к публикации: 17.01.2024*

УДК 629.373.3

EDN: ONCJQM

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРАКТИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ МОДУЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ТРЕТЬЕЙ ОСИ ГИБРИДНОГО МОТОВЕЗДЕХОДА

М.М. ЖуркинORCID: 0009-0006-6254-8954 e-mail: mimizhur@gmail.comМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия**А.Ю. Захаров**ORCID: 0009-0003-1255-6575 e-mail: zakharov-al@mail.ruМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия**Т.В. Голубчик**ORCID: 0000-0001-6908-9427 e-mail: tvgolubchik@mail.ruМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
Москва, Россия

Представлены результаты разработки прототипа гибридного трехосного мотовездехода на базе серийного образца, осуществлен выбор и обоснование конструктивных и технических решений по реализации гибридного привода мотовездехода за счет добавления модульной конструкции третьей оси с грузовой платформой. Обоснованы преимущества выбранной схемы привода, связанные с улучшением проходимости, удобством эксплуатации и управления. Приведены математические уравнения схем трансмиссии для моделирования, алгоритмы управления и результаты исследования влияния гибридной схемы на энергоэффективность мотовездехода. Отражены результаты практической реализации конструктивного исполнения мотовездехода с колесной формулой 6х6 и модулем электропривода, обеспечивающего повышение проходимости, грузоподъемности и увеличенный запас хода.

Ключевые слова: гибридный мотовездеход, электропривод третьей оси, модульная ось, гибридный привод, энергоэффективность.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Журкин, М.М. Результаты практической реализации модульной конструкции электропривода третьей оси гибридного мотовездехода / М.М. Журкин, А.Ю. Захаров, Т.В. Голубчик // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 98-106. EDN: ONCJQM

RESULTS OF PRACTICAL IMPLEMENTATION OF THIRD AXLE ELECTRIC DRIVE WITH MODULAR DESIGN FOR HYBRID ALL-TERRAIN VEHICLE

M.M. ZhurkinORCID: 0009-0006-6254-8954 e-mail: mimizhur@gmail.comBauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia**A.Yu. Zakharov**ORCID: 0009-0003-1255-6575 e-mail: zakharov-al@mail.ruBauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia

T.V. GolubchikORCID: 0000-0001-6908-9427 e-mail: tvgolubchik@mail.ruBauman Moscow State Technical University
Moscow, Russia

Abstract. The paper presents the results of the development of a prototype of a hybrid three-axle all-terrain vehicle based on a serial one. The selection and justification of design and technical solutions for the implementation of a hybrid drive of an all-terrain vehicle due to adding a third axle of a modular design with a loading platform was carried out. The advantages of the selected drive scheme related to improved cross-country ability, ease of operation and control are substantiated. The mathematical equations of transmission diagram for modeling, control algorithms and the results of a study of the influence of a hybrid diagram on the energy efficiency of an all-terrain vehicle are presented. The results of the practical implementation of the design of a 6x6 all-terrain vehicle and an electric drive module, which provides increased cross-country ability, load capacity and an increased range are reflected.

Key words: hybrid ATV, third axle electric drive, axle module, hybrid drive, efficient energy use.

FOR CITATION: M.M. Zhurkin, A.Yu. Zakharov, T.V. Golubchik. Results of practical implementation of third axle electric drive with modular design for hybrid all-terrain vehicle. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 98-106. EDN: ONCJQM

Введение

Мотовездеходы нашли широкое применение как доступное транспортное средство, способное выполнять задачи по транспортировке людей и грузов в условиях бездорожья. Они широко используются в лесном и сельском хозяйстве, а также в сфере туризма, спорта, охоты, рыбалки и т.д. Исследователи отмечают дальнейшее развитие электрических мотовездеходов, а прогнозируемый рост их рынка оценивается в 8 % в год¹.

Классический мотовездеход представляет собой двухосную машину с одним или двумя сиденьями и небольшой площадкой под багажник. Для значительного увеличения грузоподъемности классических мотовездеходов производителями была добавлена возможность жесткого крепления третьей оси и установки грузовой платформы (рис. 1).



Рис. 1 Демонтируемый модуль грузовой платформы

Fig. 1. Removable cargo platform module

Как правило, такая ось является ведомой и не содержит тормозных механизмов, применение подобной грузовой платформы сопровождается ухудшением тормозных и разгонных свойств. Кроме того, установка грузовой платформы над третьей осью приводит к перераспре-

¹ All-Terrain Vehicle (ATV) Market Size <https://www.gminsights.com/industry-analysis/all-terrain-vehicle-atv-market>

делению нагрузок между осями, что отрицательно сказывается на управляемости машины. Добавление третьей неповоротной оси также приводит к увеличению момента сопротивления повороту и соответственно ухудшению маневренности.

Обзор моделей ведущих производителей мотовездеходов, с мотоциклетной посадкой и мотоциклетным рулевым управлением *All-Terrain Vehicle (ATV)* показал, что в настоящий момент серийно выпускаются и продаются трехосные мотовездеходы с колесной формулой 6х6 фирмами *Can-Am (BRP)* [<https://www.brp-world.com/int/en/brands/can-am-off-road/models-2022/outlander.html>] и *Polaris* [<https://www.polaris.com/>] (табл. 1).

Таблица 1.

Технические характеристики мотовездеходов с колесной формулой 6х6

Table 1.

Technical characteristics of 6x6 all-terrain vehicles

	OUTLANDER OUTLANDER MAX 6X6 XU+ 450 T	SPORTSMAN BIG BOSS 6X6 800 EFI
Двигатель		
Тип	V-образный, жидкостного охлаждения	4-тактный, двухцилиндровый, жидкостного охлаждения
Объем, см ³	976	760
Трансмиссия	Вариатор, P / R / N / H / Extra Low L (с увеличенным передаточным отношением), система торможения двигателем. Режимы езды 4WD или 6WD с самоблокирующимся передним дифференциалом <i>Visco-Lok QE</i>	Вариатор P/R/N/L/H. Система Автоматического полного привода AWD на 6 колес
Мощность, л.с.	38	64
Шасси		
Тип передней подвески/ход, мм	Двойные изогнутые А-образные рычаги / 229	Стойки MacPherson / 240
Тип задней подвески/ход, мм	Независимая задняя подвеска с двойными продольными рычагами с быстросъемным стабилизатором поперечной устойчивости / 251	Двойные А-образные рычаги на 4 колеса / 160 - 240
Передний тормозной механизм	Два тормозных диска (214 мм) с двухпоршневыми гидравлическими тормозными механизмами	Дисковые гидравлические на 4 колеса
Задний тормозной механизм	Два тормозных диска (214 мм) с двухпоршневыми гидравлическими тормозными механизмами	Дисковые гидравлические на 4 колеса
Передние колеса, дюймы	26" x 8" x 12"	25" x 8" - 12"
Габаритные размеры		
Д x Ш x В, мм	2790 x 1188 x 1240	2850 x 1220 x 1220
Колесная база (мм)	2285	1290
Клиренс (мм)	279	270
Сухой вес (кг)	595	480
Грузоподъемность передней и задней багажных площадок (кг)		
передней:	45	45
задней:	318	360
Емкость топливного бака (л)	20,5	15,5
Рама	Пространственная	Пространственная

Реализация электропривода третьей оси

Создание мотовездехода с электроприводом или гибридной силовой установкой требует создания специализированной несущей конструкции [1], серийный выпуск которой предполагает существенную технологическую проработку. Один из возможных способов модернизации классических мотовездеходов – применение третьей оси с электроприводом [2]. Такое решение добавляет новые функции в существующие конструкции и тем самым улучшает их. Данную схему можно считать промежуточным вариантом между классическими системами многоосного привода и системами индивидуального привода. Последние обладают многочисленными преимуществами [3], связанными с возможностью перераспределения крутящего момента. Однако использование «мотор-осей» более целесообразно для мотовездеходов [4] ввиду тяжелых условий эксплуатации. Подобные концепции уже существуют, их реализация испытывается на грузовых автомобилях. Пионерами в данной области являются фирмы *TRAILER DYNAMICS* и *KRONE*, представившие полуприцеп с электроприводом, увеличивающий пробег на одном баке и на 20 % уменьшающий выбросы CO₂.

Мотовездеход редко движется в установившемся режиме, что делает применение гибридной схемы еще более актуальным. Мотовездеход с гибридным приводом может двигаться в следующих режимах:

- за счет двигателя внутреннего сгорания (ДВС), установленного на классическом мотовездеходе;
- только за счет электрического двигателя;
- используя оба двигателя одновременно.

Применение электропривода третьей оси расширяет следующие возможности классического мотовездехода.

1. *Увеличение дальности хода на одном баке.* Данное улучшение становится возможным по ряду причин: во-первых, аккумулятор можно заряжать от сети, что само по себе позволяет перевозить с собой большее количество запасенной энергии. Во-вторых, использование основного принципа гибридных автомобилей, задействование электродвигателя в зонах низкого КПД ДВС позволяет экономить топливо. В-третьих, существует возможность торможения электродвигателем и преобразование кинетической энергии в электрическую.

2. *Применение гибридной схемы трансмиссии* также позволяет использовать мотовездеход с заглушенным ДВС в помещениях и особых экологических зонах, или двигаться со звукомаскировкой.

3. *Применение ряда электронных помощников* без внесений в штатную тормозную систему. Данные системы позволят предотвращать аварийные ситуации самостоятельно (без участия водителя). Они оценивают ситуацию и при необходимости вмешиваются в процесс управления мотовездеходом [5]:

- *управление одним рычагом:* данная функция способна повысить комфорт водителя, уменьшить скорость износа тормозных механизмов и сделать торможение электродвигателем, управляемым для водителя;
- *противобуксовочная система:* данная функция позволит избежать буксования оси с электроприводом, а также, задействовать данную ось, когда возникает буксование осей с приводом от ДВС;
- *антиблокировочная система:* данная функция позволит эффективно использовать способность торможения с помощью электропривода и избежать возможного начала вращения колес в обратную сторону;
- *помощь при спуске с горы:* данная функция позволит автоматически поддерживать скорость на спуске;
- *помощь при старте в гору:* данная функция позволит предотвращать откатывание мотовездехода в случае нерасторопности водителя;

- *система активной стабилизации*: для уменьшения сноса передней оси, и как следствие, повышения поворотливости; алгоритм подразумевает увеличения тяги от ДВС и создания тормозного момента на ТЭД при больших углах поворота руля.

4. *Улучшение динамических характеристик мотовездехода* без необходимости увеличения размеров и объема ДВС, что позволит избежать необходимости использовать более производительной системы охлаждения, а также усилений в трансмиссии. Снизится расход топлива на механические потери в ДВС.

5. *Применение модульной системы* позволит при необходимости демонтировать третью ось или переставить ее на другой мотовездеход.

6. *Применение гибридной схемы* способно сделать эксплуатацию мотовездехода независимой от электросетей. И наоборот, при наличии электросетей, появляется возможность подзарядки, что делает стоимость владения мотовездеходом более низкой.

Описание разработанной конструкции

Авторы статьи провели модернизацию мотовездехода РМ-650, разработав прицепную модульную конструкцию, состоящую из:

- силовой рамы с механизмом крепления к раме мотовездехода;
- двухрычажной подвески;
- упругодемпфирующих элементов;
- колесно-ступичных узлов;
- тяговой аккумуляторной батареи;
- тягового электродвигателя с редуктором и дифференциалом;
- инвертором системы управления;
- грузовой платформы.

Разработанный прототип представлен на рис. 2.



Рис. 2. Прототип гибридного мотовездехода с колесной формулой 6х6

Fig. 2. Prototype of a hybrid 6x6 all-terrain vehicle

При использовании ДВС крутящий момент передается на передний мост и/или средний мост посредством механической трансмиссии классического мотовездехода. В роли механизма сцепления и коробки передач используется клиноременной вариатор. Особенностью вариаторов в мотовездеходах является то, что передаточное число зависит не только от частоты вращения, но и от нагрузки [6]. Электрический мотор приводит во вращение колеса модуля третьей оси с помощью механического редуктора со свободным межколесным дифференциалом. В качестве накопителя энергии была выбрана LiFePO₄ батарея. Обладая хоть и большей массой, стоимостью и размером, в отличие от «суперконденсатора», такая батарея позволит

использовать электропривод не только в качестве износостойкой тормозной системы [7], но и для продолжительного движения без использования ДВС.

В составе разработанной модульной конструкции применен электропривод, параметры которого представлены в табл. 2.

Таблица 2.
Технические характеристики электрического привода гибридного мотовездехода

Table 2.
Technical characteristics of the electric drive of a hybrid all-terrain vehicle

№ п/п	Параметр	Значение
1	Напряжение	144 В
2	Номинальная мощность	15 кВт
3	Максимальная мощность	30 кВт
4	Номинальные обороты	4500 об/мин
5	Максимальные обороты	8700 об/мин
6	Номинальный момент	32 Нм
7	Максимальный момент	95 Нм
8	Номинальный ток	130 А
9	Максимальный ток	380 А

На мотовездеход РМ-650 устанавливается бензиновый двигатель мощностью 31 кВт, что в совокупности с электродвигателем позволяет достичь показателей по мощности на уровне с представленными выше аналогами.

В разработанном прототипе доступны несколько конфигураций трансмиссии.

В первой схеме трансмиссии (рис. 3) крутящий момент подводится от ДВС к среднему мосту мотовездехода. Поскольку на средней оси отсутствует дифференциал (главная передача обозначена квадратом), между колесами ости есть заблокированная связь.

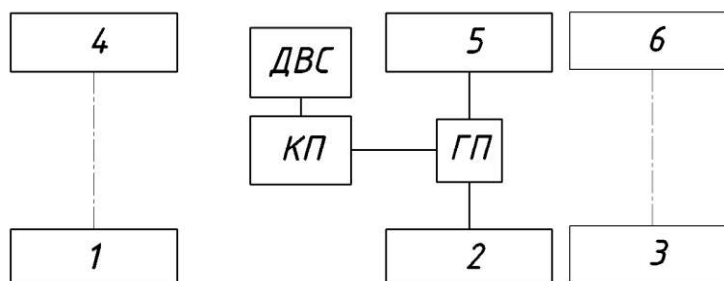


Рис. 3. Схема трансмиссии мотовездехода (вариант 1)

Fig. 3. All-terrain vehicle transmission diagram (version 1)

Уравнения первой схемы трансмиссии имеют вид:

$$\begin{aligned}
J_K \dot{\omega}_{K1} &= -M_1 \\
J_K \dot{\omega}_{K4} &= -M_4 \\
\dot{\omega}_{K2} i_{КП} i_{ГП} &= \dot{\omega}_{ДВ} \\
\dot{\omega}_{K5} i_{КП} i_{ГП} &= \dot{\omega}_{ДВ} \\
2J_K \dot{\omega}_{K2} &= M_{ДВ} i_{КП} i_{ГП} - M_2 - M_5 \\
J_K \dot{\omega}_{K3} &= -M_3 \\
J_K \dot{\omega}_{K6} &= -M_6
\end{aligned} \tag{1}$$

где $M_i, i=1\ldots 6$ – момент сопротивления на соответствующем колесе, J_K – момент инерции колеса, $i_{КП}$ – передаточное число в коробке передач, $i_{ГП}$ – передаточное число главной передачи, $M_{ДВ}$ – подводимый к трансмиссии момент от двигателя внутреннего сгорания, $\dot{\omega}_i, i=1\ldots 6$ – угловое ускорение соответствующего колеса.

Вторая схема трансмиссии (рис. 4) позволяет подключить передний мост. Межосевой дифференциал отсутствует, но у передней оси имеет место межколесный дифференциал (главная передача обозначена кругом) с возможностью блокировки.

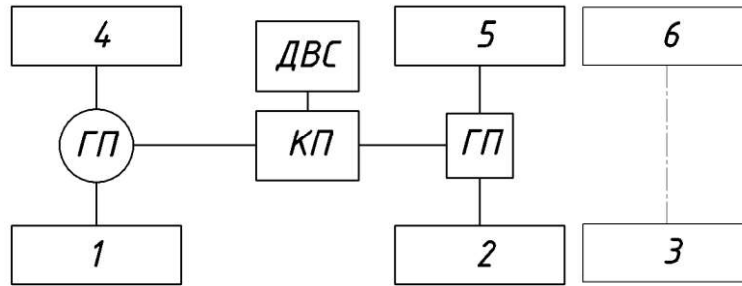


Рис. 4. Схема трансмиссии мотовездехода (вариант 2)

Fig. 4. All-terrain vehicle transmission diagram (version 2)

Уравнения второй схемы трансмиссии будут иметь вид:

$$\begin{aligned}
J_K \dot{\omega}_{K1} - \frac{M_{14}}{2} i_{ГП} &= -M_1 \\
J_K \dot{\omega}_{K4} - \frac{M_{14}}{2} i_{ГП} &= -M_4 \\
\dot{\omega}_{K1} + \dot{\omega}_{K4} &= 2 \dot{\omega}_{K2} \\
\dot{\omega}_{K1} + \dot{\omega}_{K4} &= 2 \dot{\omega}_{K5} \\
\frac{M_{14}}{i_{КП}} + \frac{M_{25}}{i_{КП}} &= M_{ДВ} \\
\dot{\omega}_{ДВ} &= \frac{\dot{\omega}_{K1} + \dot{\omega}_{K4}}{2} i_{ГП} i_{КП} \\
M_{25} i_{ГП} - M_2 - M_5 - 2J_K \dot{\omega}_{K2} &= 0 \\
J_K \dot{\omega}_{K3} &= -M_3
\end{aligned}$$

$$J_K \dot{\omega}_{K6} = -M_6$$

Заблокировав межколесный дифференциал первой оси, можно получить третью схему (рис. 5).

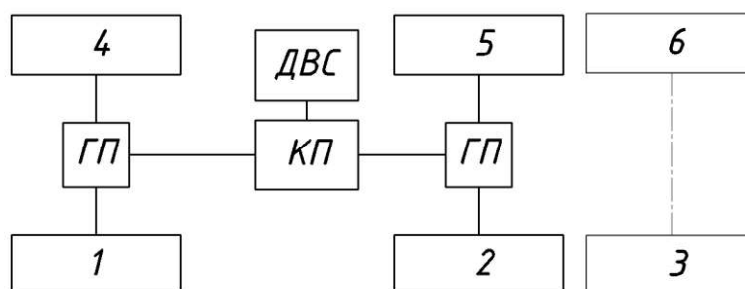


Рис. 5. Схема трансмиссии мотовездехода (вариант 3)

Fig. 5. All-terrain vehicle transmission diagram (version 3)

Уравнения третьей схемы трансмиссии:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{K1} = \dot{\omega}_{K2} = \dot{\omega}_{K4} = \dot{\omega}_{K5} &= \frac{\dot{\omega}_{ДВ}}{i_{ГП} i_{КП}} \\ 4J_K \dot{\omega}_{K1} &= M_{ДВ} i_{ГП} i_{КП} - M_1 - M_2 - M_4 - M_5 \\ J_K \dot{\omega}_{K3} &= -M_3 \\ J_K \dot{\omega}_{K6} &= -M_6 \end{aligned} \quad (3)$$

Третья ось содержит электропривод и оснащена межколесным дифференциалом. При задействовании электропривода последние два уравнения претерпят следующие изменения:

$$\begin{aligned} J_K \dot{\omega}_{K3} &= \frac{M_{ЭДВ} i_{ГП2}}{2} - M_3 \\ J_K \dot{\omega}_{K6} &= \frac{M_{ЭДВ} i_{ГП2}}{2} - M_6 \end{aligned} \quad (4)$$

где $M_{ЭДВ}$ – подводимый к трансмиссии третьей оси момент от электродвигателя, $i_{ГП2}$ – передаточное число главной передачи третьей оси.

Представленные уравнения можно использовать при имитационном моделировании движения мотовездехода.

Выводы

Модернизация классического двухосного мотовездехода путем жесткого крепления рамы с дополнительной третьей осью, помимо добавления грузоподъемности, создает возможности для повышения энергоэффективности, улучшения проходимости, удобства эксплуатации и управления. Достичь указанных эксплуатационных преимуществ возможно путем дооснащения базового мотовездехода третьей осью с электроприводом. Представленный прототип модернизации отечественного мотовездехода с помощью модульной конструкции третьей оси с грузовой платформой и электроприводом подтверждает эти возможности.

В настоящее время продолжается доработка алгоритмов управления тяговым электроприводом в составе гибридного мотовездехода с целью дальнейших исследований эксплуатационных качеств и численного анализа влияния применения гибридной схемы трансмиссии на расход топлива.

Библиографический список

1. **Вдовин, Д.С.** Рама мотовездехода: патент на полезную модель № 198948 U1 Российская Федерация, МПК В62D 21/00. № 2019145139: заявл. 30.12.2019; опубл. 04.08.2020 / Д.С. Вдовин, Я.Ю. Левенков, А.С. Дьяков [и др.]. EDN CDCRIM.
2. **Котиев, Г.О.** Транспортное средство: патент на полезную модель № 218304 U1 Российская Федерация, МПК В62D 53/00, В62D 59/04. № 2022135456: заявл. 30.12.2022; опубл. 22.05.2023 / Г.О. Котиев, А.Ю. Захаров, Т.В. Голубчик. EDN PZZXHL
3. **Sun, Y.** Analysis of wheel hub motor drive application in electric vehicles / Y. Sun, M. Li, C. Liao, // MATEC Web of Conferences 100, 01004 (2017). DOI: 10.1051/mateconf/201710001004
4. **Evseev, K.** Analysis and design solutions for a 4x4 ATV with an electromechanical transmission / K. Evseev, A. Dyakov, V. Pushtakov // MATEC Web of Conferences 329, 01022 (2020). DOI: 10.1051/mateconf/202032901022
5. **Бутылин, В.Г.** Активная безопасность автомобиля. Основы теории / В.Г. Бутылин, М.С. Высоцкий, В.Г. Иванов В.Г. и др. – Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроенис», 2002. – 184 с.
6. **Lyashenko, M.** Analysis of ATV transmission operation according to the results of tests on a dynamometer test bench / M. Lyashenko, P. Potapov, A. Dolotov [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC 2019, Moscow, 1-2 октября 2019 г. Vol. 820. – М.: Institute of Physics Publishing, 2020. P. 012018. DOI 10.1088/1757-899X/820/1/012018. EDN INDBWP
7. **Котиев, Г.О.** Выбор емкости бортового накопителя энергии при использовании электромашины в износостойкой тормозной системе высокоподвижных колесных машин / Г.О. Котиев, И.Ф. Гумеров, А.А. Стадухин, Б.Б. Косицын // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2020. № 2 (129). С. 126-133. DOI 10.46960/1816-210X_2020_2_126. EDN PRLIEF

*Дата поступления
в редакцию: 10.11.2023*

*Дата принятия
к публикации: 02.02.2024*

УДК 629.3.07

EDN: JGTLWK

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ УСКОРЕНИЕМ И ЗАМЕДЛЕНИЕМ ЭЛЕКТРОБУСА ПОСРЕДСТВОМ ПЕДАЛИ ХОДА

А.В. Климов

ORCID: 0000-0002-5351-3622 e-mail: klimmanen@mail.ru

Инновационный центр «КАМАЗ»

Москва, Россия

Представлены теоретические основы построения алгоритма однопедального управления движением электробуса и результаты виртуального исследования, подтверждающего его энергоэффективность. Методом имитационного математического моделирования исследованы закономерности определения уставок крутящего момента тягового электропривода с помощью только педали хода. Для этого формируются уставки запрашиваемого момента электродвигателя с учетом скорости движения, а также других условий и характеристик транспортного средства. Реализация такого закона позволяет водителю снизить энергопотребление за счет управления машиной, позволяющего двигаться по инерции (накатом) и максимально использовать рекуперативное торможение с минимальным задействованием рабочей тормозной системы. Исследование выполнено в программном комплексе *Matlab Simulink*. Предложенный закон тягового и рекуперативного крутящего момента тягового электропривода, режима выбега для разработки системы управления тягового привода может быть использован для повышения энергоэффективности электротранспорта.

Ключевые слова: энергоэффективность, однопедальное управление, тяговый режим, режим рекуперации, движение накатом, математическое моделирование, педаль хода, удельный расход энергии.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Климов, А.В. Исследование эффективности алгоритма управления ускорением и замедлением электробуса посредством педали хода // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 1. С. 107-117. EDN: JGTLWK

STUDY OF EFFECTIVENESS OF CONTROL ALGORITHM FOR ACCELERATION AND DECELERATION OF ELECTRIC BUS USING ACCELERATOR PEDAL

A.V. Klimov

ORCID: 0000-0002-5351-3622 e-mail: klimmanen@mail.ru

KAMAZ Innovation Center LLC

Moscow, Russia

Abstract. The paper presents the theoretical basis for development an algorithm for single pedal control of the movement of an electric bus and the results of a virtual study confirming its energy efficiency. The patterns of determining the torque settings of a traction electric drive using only the accelerator pedal were studied using the method of mathematical simulation modeling. The settings for the requested electric motor torque were formulated taking into account the speed of movement, as well as other conditions and characteristics of the vehicle. The implementation of this law allows the driver to reduce energy consumption by controlling the vehicle, allowing it to move by inertia (coasting) and make maximum use of regenerative braking with minimal use of the braking system. The study was carried out using the *Matlab Simulink*. The proposed law of traction and regenerative torque of a traction electric drive, coasting mode for the development of a traction drive control system can be used to increase the energy efficiency of electric vehicles.

Key words: energy efficiency, single-pedal control, traction mode, recovery mode, rolling motion, mathematical modeling, pedal stroke, specific energy consumption.

FOR CITATION: A.V. Klimov. Study of effectiveness of control algorithm for acceleration and deceleration of electric bus using accelerator pedal. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 1. Pp. 107-117. EDN: JGTLWK

Введение

В настоящее время наблюдается тенденция к применению в различных отраслях народного хозяйства аккумуляторных колесных транспортных средств с тяговым электрическим приводом ведущих колес [<https://kamaz.ru>]. Они оснащены перезаряжаемой системой хранения электрической энергии (тяговой аккумуляторной батареей) и тяговым электрическим приводом ведущих колес. Одной из основных характеристик является здесь величина автономного пробега на одной зарядке перезаряжаемой системы хранения электрической энергии. Применительно к электротранспортным средствам постоянно ужесточаются требования к потребительским свойствам, поскольку потребители и эксплуатирующие организации стремятся снизить совокупную стоимость владения. Снижение стоимости эксплуатации при росте начальной стоимости является весьма актуальным. Этот параметр можно минимизировать, снижая удельного расхода энергии $W_{\text{сум}}$, кВтч/км, увеличивая при этом автономный пробег и снижая потребность в зарядке системы хранения энергии и затраты на осуществление перевозок.

Важным направлением повышения показателей дальности хода является применение агрегатов с высокой эффективностью. Поэтому в конструкции разработчиками применяются все более энергоемкие перезаряжаемые источники энергии, в том числе, в различных сочетаниях – более прогрессивные электроприводы [1, 2]. Вторым способом является применение алгоритмов и методов управления агрегатами, позволяющими минимизировать потери энергии. Ведутся различные работы по снижению потерь энергии в цепи ее передачи от системы хранения к ведущим колесам. К таковым также можно отнести алгоритмы управления тяговым электроприводом, осуществляющие наиболее энергоэффективный переход из одного состояния в другое при движении по соответствующему запросу [3].

Развитием данного подхода к управлению транспортным средством является создание алгоритмов, позволяющих использовать только педаль хода, что, наряду с повышением энергоэффективности, позволяет улучшить эргономику управления и комфорт пассажиров. Многие исследователи осуществляют разработку систем управления движением, использующим в качестве органа управления только одну педаль – педаль хода (акселератора) [4-16]. В данных работах реализуются способы управления с помощью применения ресурсоемких методов на основе нейросетевых технологий и искусственного интеллекта. Такие методы не позволяют реализовать их на основе бортовых блоков управления. Поэтому разработка способов управления, обеспечивающих высокую энергоэффективность, не будучи при этом сложными, является актуальной задачей. Как правило, для тягового электропривода свойственна короткая цепь механической трансмиссии с низкими демпирующими свойствами, слабо демпирующая воздействия от дороги, что, наряду с высокими динамическими свойствами тягового двигателя, высокой его перегрузочной способностью при изменении режима может привести к повышенным динамическим нагрузкам в трансмиссии из-за резких ударных воздействий при быстром переходе с тягового режима на рекуперативный и наоборот.

Зависимости запрашиваемого крутящего момента от положения педали хода при различных скоростях движения

Процесс движения колесной машины можно разделить на три типовых режима: тяговый, тормозной и режим движения по инерции – накатом (рис. 1). При управлении только педалью хода движение транспортного средства в том или ином режиме определяется степенью нажатия на педаль h_{dr} и условиями движения. При высокой степени нажатия на педаль реализуется тяговый режим, при отпускании – движение накатом или торможение [18].

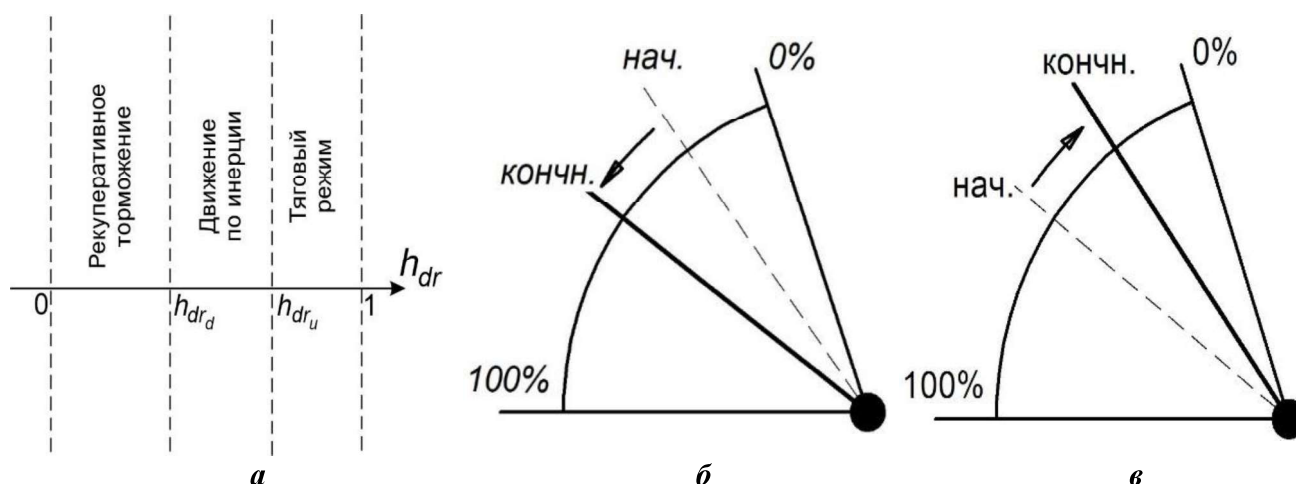


Рис. 1. Основные принципы управления [18]:

*а – режимы движения машины в зависимости от степени нажатия на педаль хода;
 б – при нажатии на педаль; в – при отпуске педали*

Fig. 1. Basic control principles [18]:

*а – vehicle driving modes depending on the degree of pressure on the accelerator pedal;
 б – when pressing the pedal; в – when releasing the pedal*

В зоне тяги $h_{dr_u} < h_{dr} \leq 1$ крутящий момент на валу электродвигателя $M_{кр} > 0$ в зоне $0 < h_{dr} \leq h_{dr_d}$ рекуперативного торможения $M_{кр} < 0$, в зоне $h_{dr_d} < h_{dr} \leq h_{dr_u}$ движения по инерции $M_{кр} = 0$. Значения степени нажатия на педаль хода, характеризующей левую границу тягового режима, определяется по формуле (1) [17]:

$$h_{dr_u} = \frac{(Mg \left[f_0 \left(\frac{V}{V_0} \right)^{0,1} \cos \alpha + \sin \alpha \right] + c_x F_{лоб} \rho \frac{V^2}{2}) r_{к0}}{M_{max}(\omega)}, \quad 1)$$

где M – масса колесной машины, кг; α – уклон дороги, c_x – коэффициент сопротивления воздуха; ρ – плотность воздуха, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с², v – скорость машины, м/с; v_0 – скорость на которой коэффициент сопротивления качению равен f_0 , м/с; f_0 – коэффициент сопротивления качению; $r_{к0}$ – радиус качения колеса, м; $F_{лоб}$ – лобовая площадь, м²; $M_{max}(\omega)$ – максимальный крутящий момент, реализуемый тяговым электродвигателем, в зависимости от частоты вращения вала ротора, Нм.

Значение левой границы зоны наката можно определить по формуле (2) [17]:

$$h_{dr_d} = h_{dr_u} + 0,1 \left(\frac{V}{V_{max}} \right), \quad 2)$$

где V_{max} – максимальная скорость движения колесной машины, км/ч.

Уставки крутящих моментов на валу тягового электродвигателя для различных режимов определяются по формулам (3-6), а характеристики должны соответствовать графику на рис. 2.

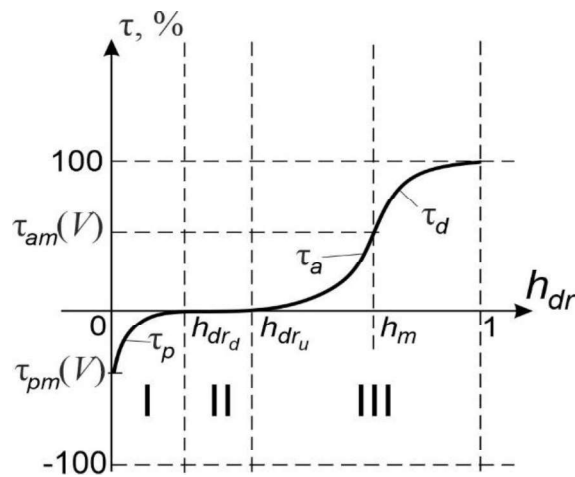


Рис. 2. График задания уставки крутящего момента на валу ТЭД [18]:

$\tau_{pm}(V)$ – максимальное значение рекуперативного момента; $\tau_{am}(V)$ – максимальное значение тягового момента; $h_m(V)$ – положение педали акселератора, при котором становится доступным запрос максимального тягового момента

Fig. 2. Dependence for setting the torque on the traction electric motor shaft [18]:

$\tau_{pm}(V)$ – maximum value of regenerative torque; $\tau_{am}(V)$ – maximum value of traction torque; $h_m(V)$ – accelerator pedal position at which the request for maximum traction torque becomes available

Значение максимальной уставки рекуперативного момента на валу двигателя определяется по формуле (3) [17]:

$$\tau_{pm} = \frac{r_{ko}}{M_{\max}(\omega)n_{\delta}} \left[-a_x M - M g f_0 \left(\frac{V}{V_0} \right)^{0,1} - c_x F_{\text{лоб}} \rho \frac{V^2}{2} \right], \quad (3)$$

где a_x – продольное ускорение машины, м/с²; n_{δ} – число ведущих колес.

Значение уставки рекуперативного момента в тормозном режиме определяется по формуле (4) [18]:

$$\tau_p = a \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_d}} \right)^2 + b \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_d}} \right) + c, \quad (4)$$

где a , b и c – коэффициенты аппроксимации.

На рис. 2 величина степени нажатия на педаль хода h_m определяет режим, позволяющий запрашивать максимально возможный крутящий момент в тяговом режиме. Величина уставки крутящего момента для тягового режима при степени нажатия на педаль от h_{dr_u} до h_m определяется по формуле (5) [18]:

$$\tau_a = d \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_u}} \right)^n + e \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_u}} \right) + f, \quad (5)$$

где d , e , f – коэффициенты аппроксимации.

Величина уставки крутящего момента для степени нажатия на педаль хода от h_m до полного нажатия определяется по формуле (6) [18]:

$$\tau_d = k h_{dr}^2 + l h_{dr} + m, \quad (6)$$

где k , l , m – коэффициенты аппроксимации. На рис. 3 показана реализация зависимостей уставок крутящего момента для различных режимов и условий движения транспортного средства в зависимости от скорости движения [17].

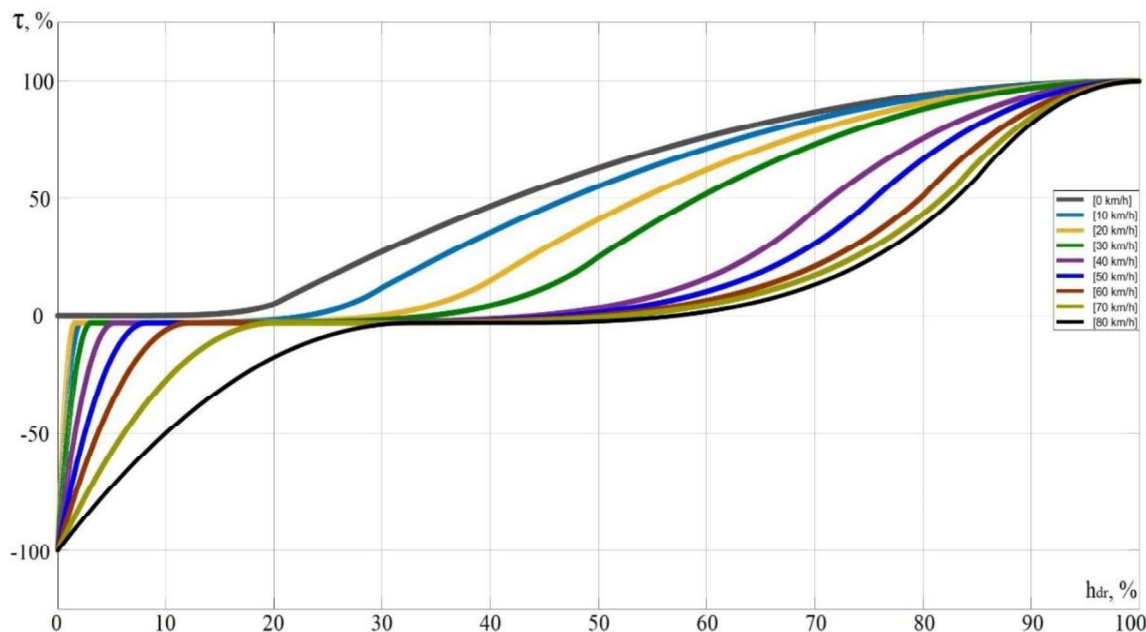


Рис. 3. Зависимости запрашиваемого крутящего момента от положения педали акселератора при различных скоростях движения машины [18]

Fig. 3. Dependence of the requested torque on the position of the accelerator pedal at various vehicle speeds [18]

Исследование функционирования алгоритма управления с помощью педали хода при виртуальной эксплуатации с помощью имитационного моделирования

С целью определения эффективности однопедального алгоритма управления проведены расчетные исследования с применением математического имитационного моделирования в среде *MatLab*. Общий вид имитационной модели динамики движения транспортного средства [18] показан на рис. 4. Модель оснащена имитационными моделями тягового электрического привода [19], перезаряжаемой системы хранения электрической энергии, системой управления. С помощью имитационной математической модели транспортного средства [18] (рис. 4) проведено исследование движения транспортного средства, управляемого с помощью только педали хода в условиях схожих с эксплуатационными. Исследовательский цикл движения показан на рис. 4 [20].

Исследование эффективности и работоспособности разработанного алгоритма однопедального управления [17] проводились на опорном основании «сухой асфальт» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном скольжении $\mu_{\max} = 0,80$). Виртуальным испытаниям подвергалось транспортное средство, оснащенное системой формирования управляющего сигнала со стороны педали хода, а также для сравнения машина с классическим способом управления с двухпедальным прямым управлением крутящим моментом от педали хода, а тормозным моментом от педали тормоза.

На рис. 6-10 приведены основные параметры движения машины с прямым управлением моментом тяговых электродвигателей от педали хода. На рис. 11-13 представлены те же зависимости для варианта, оснащенного системой формирования управляющего сигнала со стороны только педали хода.

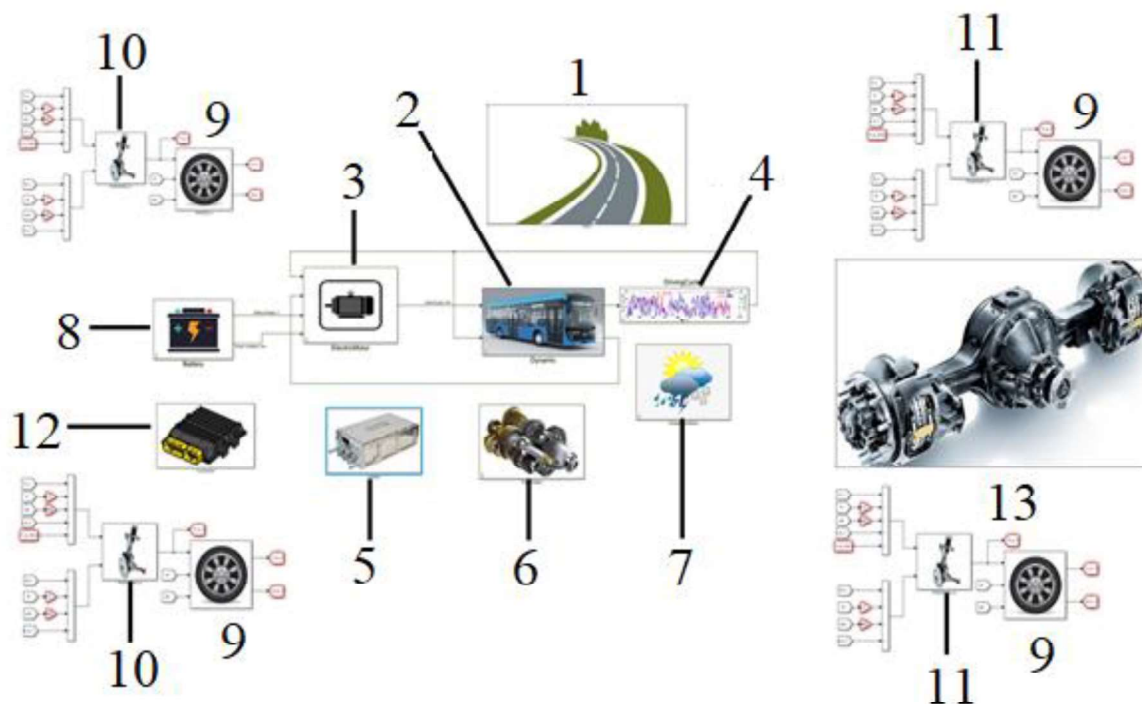


Рис. 4. Общий вид имитационной математической модели [18, 19]:

1 – опорное основание; 2 – блок динамики движения; 3 – тяговые электродвигатели;
4 – цикл движения; 5 – тяговые инверторы; 6 – трансмиссия; 7 – климатические условия;
8 – система хранения электрической энергии; 9 – колесо; 10 – передняя подвеска;
11 – задняя подвеска; 12 – система управления; 13 – балка заднего моста

Fig. 4. General view of the simulation mathematical model [18, 19]:

1 – support base; 2 – motion dynamics block; 3 – traction electric motors; 4 – movement cycle; 5 – traction inverters; 6 – transmission; 7 – climatic conditions; 8 – electrical energy storage system; 9 – wheel; 10 – front suspension; 11 – rear suspension; 12 – control system; 13 – rear axle beam

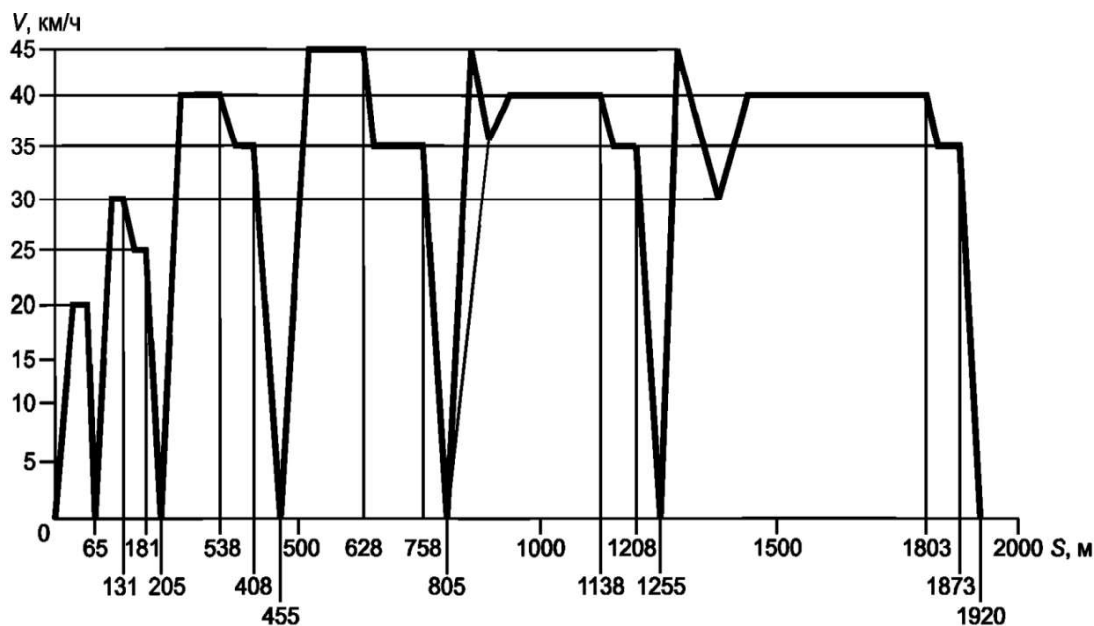


Рис. 5. Схема цикла движения [ГОСТ Р 54810-2011]

Fig. 5. Motion cycle diagram [GOST R 54810-2011]

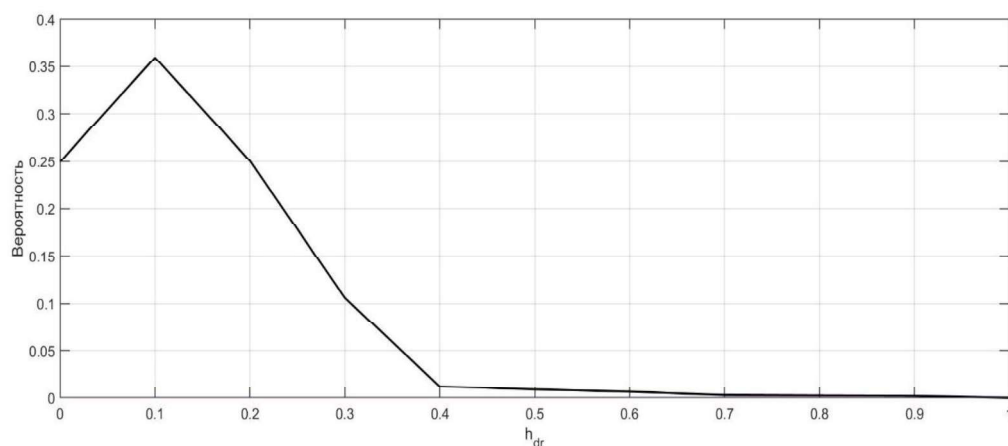


Рис. 6. Плотность вероятности положения педали акселератора для варианта с прямым управлением моментом (двухпедальное управление)

Fig. 6. Probability density of the accelerator pedal position for the option with direct torque control (two pedal control)

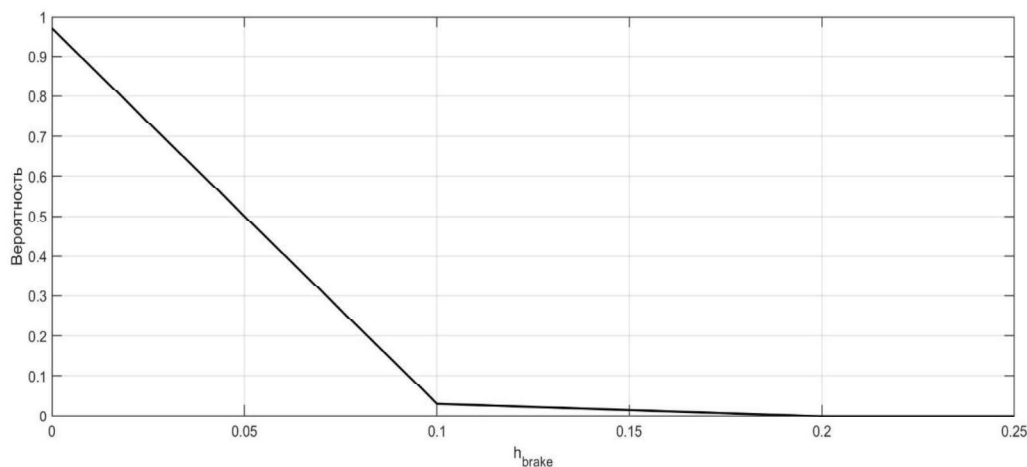


Рис. 7. Плотность вероятности положения педали тормоза для варианта с прямым управлением моментом (двухпедальное управление)

Fig. 7. Probability density of the brake pedal position for the option with direct torque control (two pedal control)

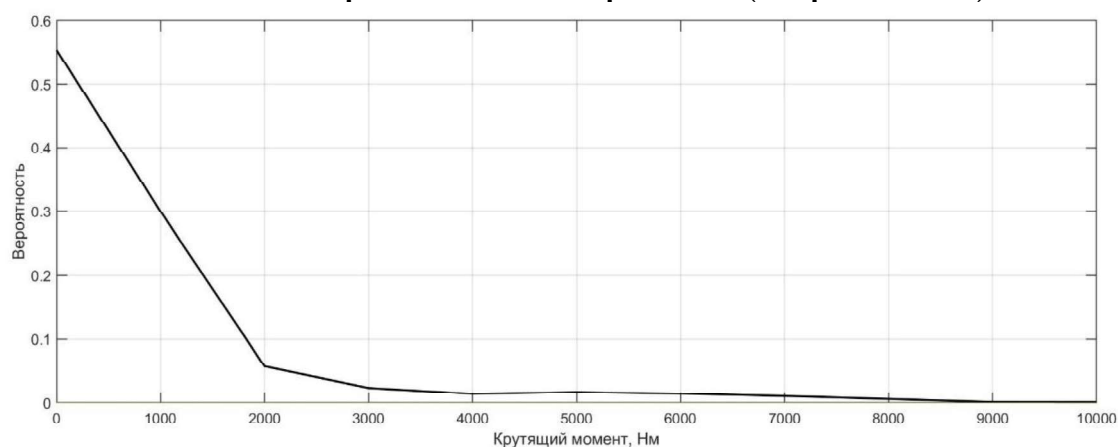


Рис. 8. Плотность вероятности крутящего момента на ведущем колесе для варианта с прямым управлением (двухпедальное управление)

Fig. 8. Probability density of torque on the drive wheel for the option with direct control (two-pedal control)

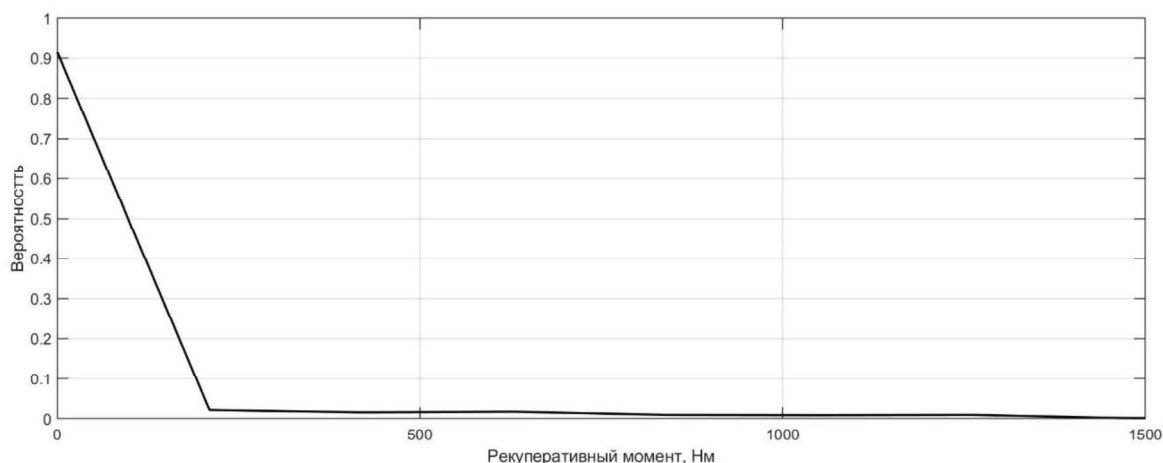


Рис. 9. Плотность вероятности рекуперативного момента на ведущем колесе для варианта с прямым управлением моментом (двухпедальное управление)

Fig. 9. Probability density of regenerative torque on the drive wheel for the option with direct torque control (two pedal control)

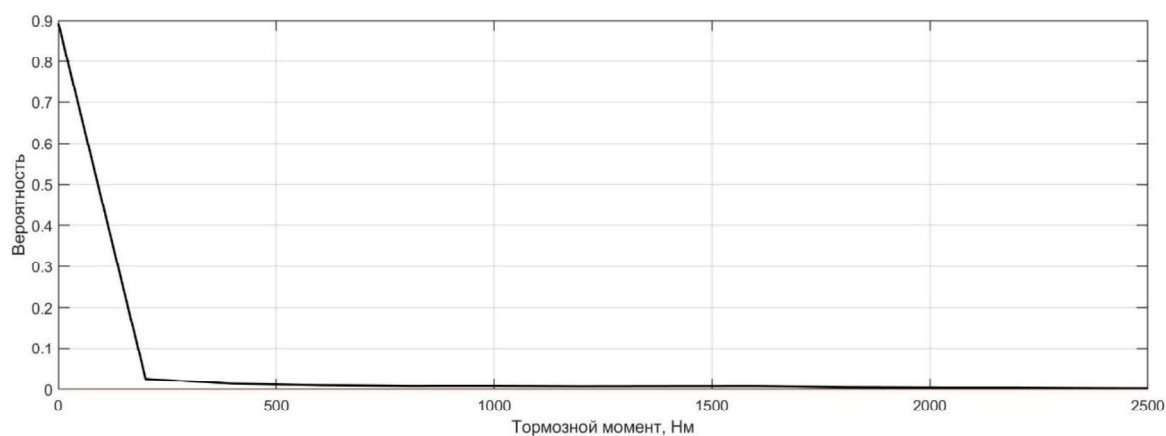


Рис. 10. Плотность вероятности тормозного момента на ведущем колесе для варианта с прямым управлением моментом (двухпедальное управление)

Fig. 10. Probability density of the braking torque on the drive wheel for the option with direct torque control (two pedal control)

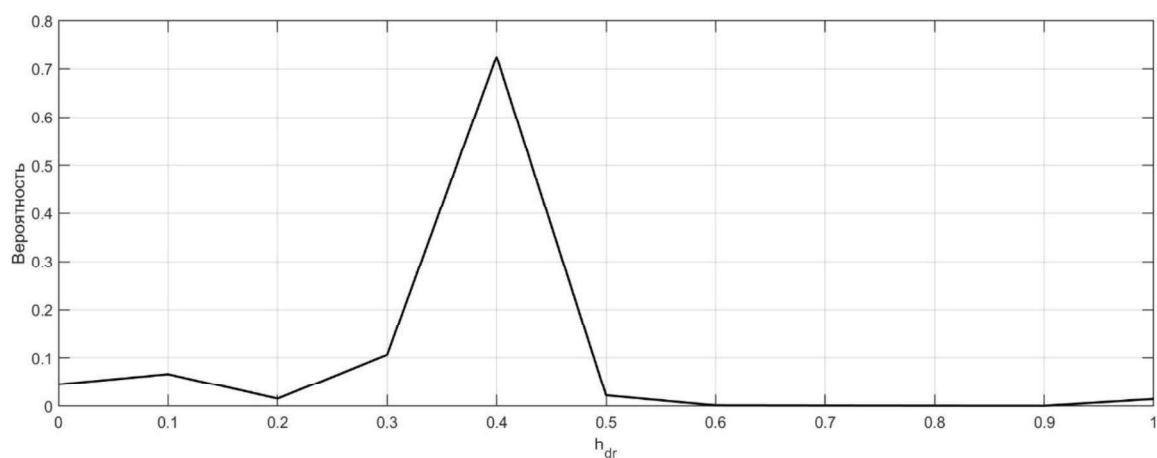


Рис. 11. Плотность вероятности положения педали хода для варианта однопедального управления

Fig. 11. Probability density of the accelerator pedal position for the single pedal control option

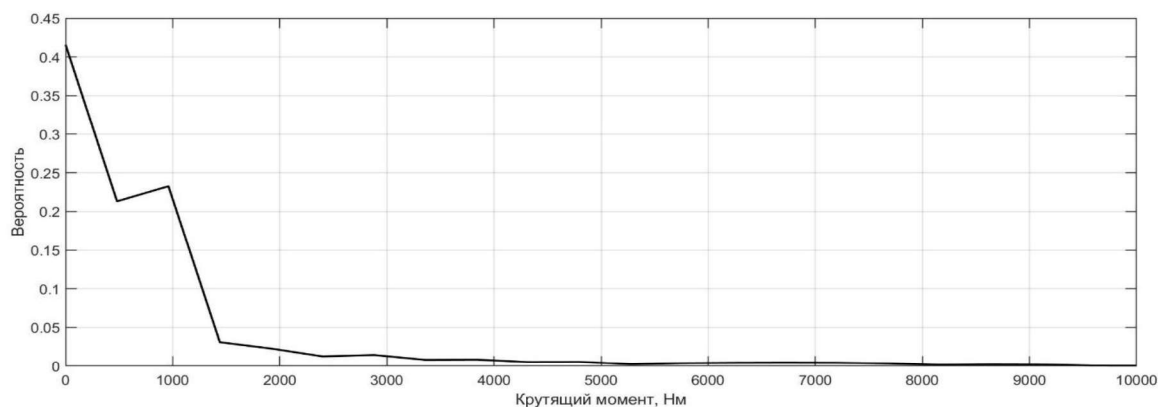


Рис. 12. Плотность вероятности крутящего момента на ведущем колесе для варианта однопедального управления

Fig. 12. Probability density of the torque on the drive wheel for the single pedal control option

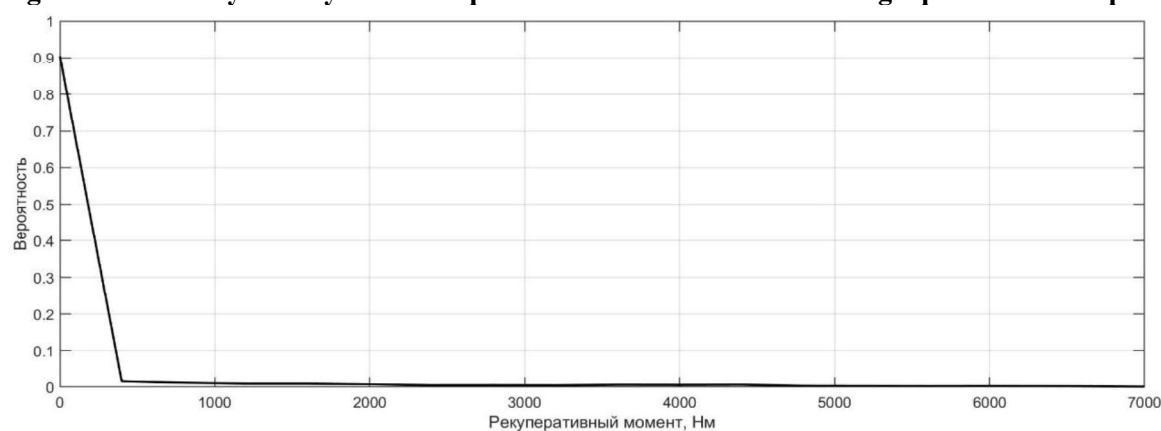


Рис. 13. Плотность вероятности рекуперативного момента на ведущем колесе для варианта однопедального управления

Fig. 13. Probability density of the regenerative torque on the drive wheel for the single pedal control option

Исследование энергоэффективности алгоритма управления с помощью педали хода при виртуальной эксплуатации с помощью имитационного моделирования

Энергоэффективность алгоритмов управления тяговым электроприводом будем оценивать по показателю удельной мощности: суммарной $W_{\text{сум}}$, которая затрачивается на движение за один километр пробега:

$$W_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{L} \int_0^t M_{ki} \omega_{ki} dt, \quad (7)$$

и рекуперативной $W_{\text{рек}}$, которая вырабатывается тяговыми электродвигателями в генераторном режиме работы и возвращается в тяговую аккумуляторную батарею за один километр пробега:

$$W_{\text{рек}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{L} \int_0^t M_{\text{рек}i} \omega_{ki} dt, \quad (8)$$

В формулах (7) и (8) L – пройденный путь, M_{ki} – полный момент на i -м ведущем колесе; $M_{\text{рек}i}$ – рекуперативный момент на i -м ведущем колесе; ω_{ki} – угловая скорость вращения i -го ведущего колеса. Суммарная средняя удельная мощность для двух вариантов управления

тяговым приводом в городском цикле движения показана на рис. 14, рекуперативная средняя удельная мощность – на рис. 15.

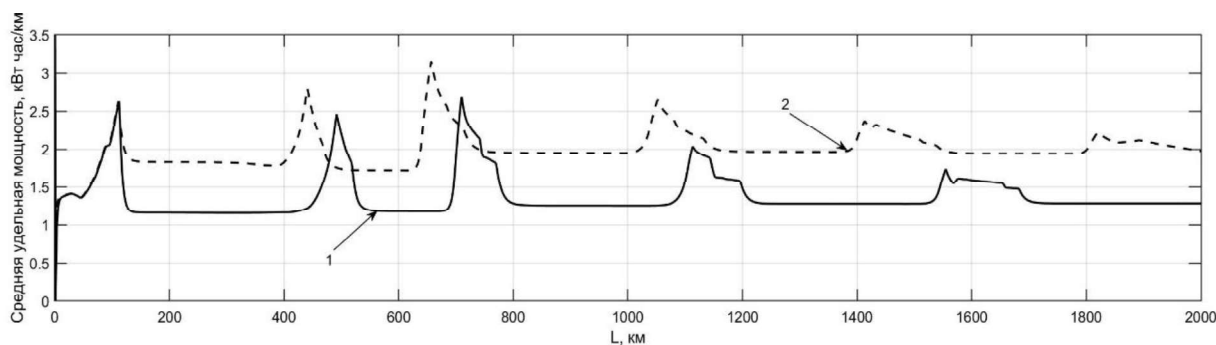


Рис. 14. Суммарная удельная мощность, затрачиваемая на движение в исследуемом цикле за один километр пробега:

1 – с однопедальным управлением; 2 – с прямым управлением моментом

Fig. 14. The total specific power spent on movement in the studied cycle per kilometer of travel:
1 – with single pedal control; 2 – with direct torque control

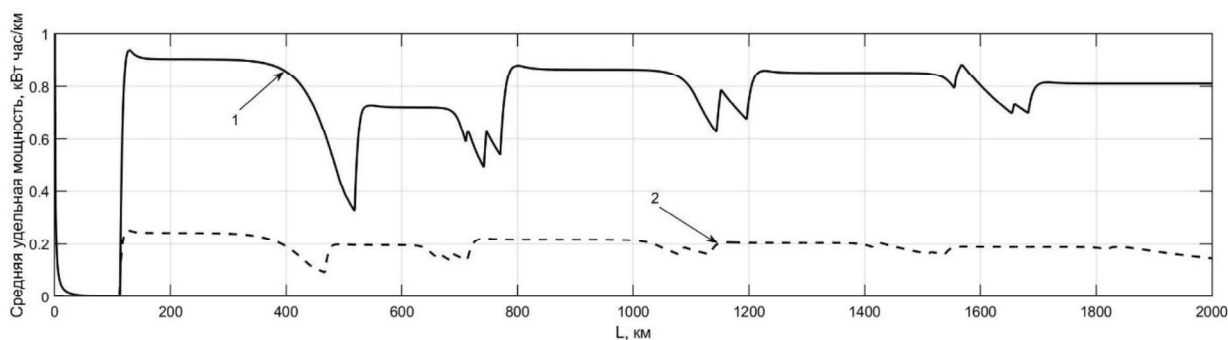


Рис. 15. Рекуперативная удельная мощность, затрачиваемая на движение в исследуемом цикле за один километр пробега:

1 – с однопедальным управлением; 2 – с прямым управлением моментом

Fig. 15. Regenerative specific power spent on movement in the studied cycle per kilometer of travel:
1 – with single pedal control; 2 – with direct torque control

Выводы

Анализ параметров движения транспортного средства с различными алгоритмами управления тяговым электроприводом показывает, что в случае, когда транспортное средство оснащено системой формирования управляющего сигнала со стороны педали хода, существенно расширяется диапазон использования педали (до 50 % от полного хода), в то время как для варианта с прямым управлением моментом основной вес приходится на 10 % и далее снижается практически до нуля на 40 % полного хода. При этом диапазоны изменения крутящих и рекуперативных моментов на ведущих колесах практически идентичны.

Удельные энергозатраты для варианта с однопедальным управлением меньше на 17...35 % (в зависимости от режима движения) по сравнению с вариантом с прямым управлением моментом тяговых электродвигателей. При этом удельная мощность рекуперации для варианта с однопедальным управлением в среднем на 300 % больше, чем для варианта с прямым управлением моментом тяговых электродвигателей, что приводит к тому, что рабочая тормозная система практически не задействована в первом случае, что дополнительно ведет к экономии ее ресурса.

Библиографический список

1. **Климов, А.В.** О некоторых конструктивных особенностях и видах транспортных тяговых электрических двигателей / А.В. Климов, В.Г. Чиркин, А.М. Тишин // Автомобильная промышленность. 2021. № 7. С. 15-21.
2. **Климов, А.В.** Различные виды тяговых синхронных двигателей для городских условий эксплуатации / А.В. Климов, А.М. Тишин, В.Г. Чиркин // Грузовик. 2021. № 6. С. 3-7.
3. **Жилейкин, М.М.** Алгоритм формирования управляющего сигнала со стороны педали акселератора, обеспечивающий энергоэффективное потребление электроэнергии тяговым приводом электробуса / М.М. Жилейкин, А.В. Климов, И.К. Масленников // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 1. С. 51-60. DOI: 10.17816/2074-0530-100232
4. **Бутарович, Д.О.** Алгоритм управления рекуперативным торможением с помощью педали акселератора / Д.О. Бутарович, Г.И. Скотников, А.В. Эраносян // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 4.
5. **Wen, He** et al. A single-pedal regenerative braking control strategy of accelerator pedal for electric vehicles based on adaptive fuzzy control algorithm. *Energy Procedia*. 2018. 152. Pp. 624-629.
6. **Yongqiang, Zhao** et al. A research on evaluation and development of single-pedal function for electric vehicle based on PID. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. 1605.
7. **Hongwen He** et al. An intelligent braking system composed single-pedal and multi-objective optimization neural network braking control strategies for electric vehicle. *Applied Energy*. 2020. 259. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.114172
8. **Zhang J.** et al. Cooperative control of regenerative braking and hydraulic braking of an electrified passenger car. *Proc Inst Mech Eng, Part D: J Automob Eng* 2012;226(10): Pp. 1289-302.
9. **Guo J.** et al. Regenerative braking strategy for electric vehicles // *Intelligent Vehicles Symposium*. IEEE, 2009: pp. 864-868.
10. **Xu Guoqing**, Li Weimin, Xu Kun, et al. An intelligent regenerative braking strategy for electric vehicles[J]. *Energies*, 2011, 4(9): pp. 1461-1477.
11. **Zhang J.** et al. Braking energy regeneration control of a fuel cell hybrid electric bus[J]. *Energy Conversion & Management*, 2013, 76(76):1117-1124.
12. **Wang J.W.** et al. Spatially Piecewise Fuzzy Control Design for Sampled-Data Exponential Stabilization of Semi-linear Parabolic PDE Systems [J]. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 2018.
13. **Zhang Kangkang** et al. A Comparative Study on Regenerative Braking System and Its Strategies for Rear-wheel Drive Battery Electric Vehicles [J]. *Automotive Engineering*, 2015, (02): pp. 125-131.
14. **Lv C.** et al. Mechanism analysis and evaluation methodology of regenerative braking contribution to energy efficiency improvement of electrified vehicles. *Energy Conversion and Management*, 2015. 92 Pp. 469-482.
15. **Kulas, R.A.**, Rieland, H., and Pechauer, J., "A System Safety Perspective into Chevy Bolt's One Pedal Driving," *SAE Technical Paper* 2019-01-0133, 2019, DOI: 10.4271/2019-01-0133
16. **Wang, J.**, Besselink, I. J. M., van Boekel, J. J. P., & Nijmeijer, H. (2015). Evaluating the energy efficiency of a one pedal driving algorithm. 1-10. Paper presented at 2015 European Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Congress (EEVC 2015), Brussels, Belgium.
17. **Климов, А.В.** Способ управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес многоколесного транспортного средства / А.В. Климов, Б.К. Оспанбеков, М.М. Жилейкин [и др.]: патент № 2797069 С1 Российская Федерация, МПК В60К 17/12, В60L 15/20, В60L 3/10.: № 2023103483: заявл. 16.02.2023; опубл. 31.05.2023. – EDN QAUBVR.
18. **Жилейкин, М.М.** Моделирование систем транспортных средств: учебник / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – 280 с.
19. **Бирюков, В.В.** Тяговый электрический привод: учеб. пособие / В.В. Бирюков, Е.Г. Порсев. — Новосибирск: изд-во НГТУ, 2018 — 314 с.

*Дата поступления
в редакцию: 04.12.2023*

*Дата принятия
к публикации: 25.01.2024*

НАШИ АВТОРЫ

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

Горохова Ирина Владимировна – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. физ.-мат. наук

Корелин Олег Николаевич – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук

Никулин Евгений Александрович – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук

Савкин Артем Евгеньевич – магистрант НГТУ им. Р.Е. Алексеева

Фролагина Елена Владимировна – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. физ.-мат. наук

Шагалова Полина Анатольевна – доцент НГТУ им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук

Шамин Роман Вячеславович – заведующий кафедрой «Информатика» МИРЭА – Российского технологического университета, д-р физ.-мат. наук, профессор

ЯДЕРНАЯ ЭНЕРГЕТИКА И АТОМНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Горюнов Олег Владимирович – главный специалист АО «РЭИН Инжиниринг», канд. техн. наук

Грибов Александр Вячеславович – главный инженер проекта АО «Государственный специализированный проектный институт»

Ершов Геннадий Алексеевич – заместитель директора – начальник управления технической эффективности эксплуатации АЭС АО «Атомэнергопроект»

Лобазов Андрей Сергеевич – главный специалист АО «Атомстройэкспорт»

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

Басманов Иван Вадимович – ассистент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Букиров Роман Рустамович – аспирант Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета

Ван Чжэньйуй – аспирант Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Вольская Наталья Станиславовна – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук

Голубчик Тимофей Владимирович – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук

Журкин Михаил Михайлович – аспирант Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Захаров Александр Юрьевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук

Зузов Валерий Николаевич – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук

Климов Александр Владимирович – руководитель службы электрифицированных автомобилей ООО «Инновационный центр «КАМАЗ», канд. техн. наук

Репин Сергей Васильевич – профессор Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета, д-р техн. наук

Солопов Дмитрий Юрьевич – заведующий отделом «Численного анализа пассивной безопасности» управления «FEM моделирования» Государственного научного центра РФ ФГУП «НАМИ», канд. техн. наук

ПРИНИМАЕМ В ПЕЧАТЬ НАУЧНЫЕ СТАТЬИ В ЖУРНАЛ «ТРУДЫ НГТУ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

*Адрес редакции: 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24
ауд. 1363-3
e-mail: rsl@nntu.ru*

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЕЙ, НАПРАВЛЯЕМЫХ В РЕДАКЦИЮ

- В редакцию направляются два печатных экземпляра статьи и комплекты сопроводительной документации: бумажный и электронный.
- Рекомендуемый объем статьи не превышает 15 страниц текста. Все страницы должны быть пронумерованы. Минимальное количество страниц – 7; минимальный объем статьи – 0,5 п.л.
- Статью необходимо сопроводить актом и протоколом экспортного контроля, экспертным заключением о возможности открытого опубликования, выпиской из заседания кафедры, рекомендующей статью к опубликованию.
- Печатные экземпляры статей должны быть подписаны всеми авторами.
- Первая страница статьи должна содержать следующую информацию: УДК (код по универсальному десятичному классификатору); инициалы и фамилии авторов (в порядке, отражающем их авторский вклад); аннотацию, ключевые слова.
- Аннотация (120-150 слов) отражает перечисление результатов и ключевых выводов, обозначение новизны и сферы применения.
- Ключевые слова (не менее 10) отражают тематическую направленность, объект и результаты исследования.
- Изложение материала должно быть логически выстроенным. Тематика представленного исследования должна строго соответствовать рубрике журнала и паспорту специальности ВАК. Рекомендуется следующая структура статьи: вводная часть с обоснованием необходимости и изложением цели работы, теоретический анализ, методика, экспериментальная часть, результаты и выводы (не более 0,5 страницы), библиографический список, содержащий только цитируемые или рассматриваемые в тексте работы. Ссылки нумеруются в порядке цитирования. Самоцитирование рекомендуется ограничить тремя пунктами. Рекомендуется использовать в библиографическом списке ссылки на научные работы по теме исследования, индексируемые в международных базах научного цитирования. Библиографический список не должен включать неопубликованные работы.
- К статье необходимо приложить файл с информацией об авторах на русском языке: ФИО (полностью), должность, место работы (полное название организации, город, страна), идентификатор ORCID, e-mail, ученая степень и звание.
- Текст набирается через один интервал 12 кеглем. Сноски и примечания 10 кеглем. Поля: левое, правое, верхнее и нижнее – 20 мм. Переносы не допускаются. Используется формат *Word for Windows* и стандартные шрифты *Times New Roman* и *Symbol*.
- Формульные выражения выполняют строго в редакторе MS Equation 3-12 кегль. Размерность физических величин должна соответствовать системе СИ.
- Сокращение слов, кроме общепринятых, не допускается. Использованию аббревиатур должна предшествовать их расшифровка.
- Таблицы (11 кегль жирный) должны иметь названия, их следует располагать по тексту статьи, ссылки на таблицы: (табл. 1).
- Диаграммы выполняются в формате Excel. Графический материал (только в черно-белом изображении) должен быть четким и не требовать перерисовки. Изображения выполняются в формате jpg или tif с разрешением 300 dpi. Рисунки выполняются по ГОСТ, подрисуночная подпись 11 жирный кегль, ссылки на рисунки: (рис. 1).

РУКОПИСИ И СОПРОВОДИТЕЛЬНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПРИНИМАЮТСЯ:

2.3.1 – Системный анализ, управление и обработка информации

2.3.8 – Информатика и информационные процессы

Валерий Павлович Хранилов: [**hranilov@nntu.ru**](mailto:hranilov@nntu.ru)

**2.4.9 – Ядерные энергетические установки, топливный цикл,
радиационная безопасность**

Максим Александрович Легчанов: [**legchanov@nntu.ru**](mailto:legchanov@nntu.ru)

2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы

Юрий Игоревич Молев: [**rsl@nntu.ru**](mailto:rsl@nntu.ru)

16+

**ТРУДЫ НГТУ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА**

№ 1 (144)

Ответственный редактор: **В.И. Казакова**

Редакция:

603155, Нижний Новгород, ул. Минина, д. 24

rs1@nntu.ru

Свободная цена

Подписано в печать: 11.03.2024 Дата выхода в свет 21.03.2024. Формат 60x84 ¹/₈.

Бумага офсетная. Печать трафаретная.

Усл. печ. л. 7,50. Тираж 300 экз. Заказ .

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева.

Типография НГТУ.

Адрес университета и типографии:

603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24

Индекс 44757
Объединенный каталог «Пресса России»

Свидетельство о регистрации
периодического печатного издания
ПИ № ФС 77-56417 от 11 декабря 2013 г.