

ISSN 2074-0530

---

**3 (49)**  
**2021**

---

# ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

**Izvestiya MGТУ MAMI**

---



---

**НАУЧНЫЙ РЕЦЕНЗИРУЕМЫЙ ЖУРНАЛ**

---



**МОСКОВСКИЙ  
ПОЛИТЕХ**



**ЭКО • ВЕКТОР**

# ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ  
СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

VEHICLES AND POWER PLANTS

№ 3 (49) 2021

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

## В номере

2	<b>Шклярский Я.Э., Скамын А.Н., Васильков О.С.</b> Экспериментальные исследования влияния гибридного инвертора на качество электроэнергии	<b>Shklyarskiy YA.E., Skam'in A.N., Vasil'kov O.S.</b> Experimental studies of the effect of a hybrid inverter on power quality
10	<b>Попов В.А., Еланцев В.В.</b> К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Управление рисками	<b>Popov V.A., Yelantsev V.V.</b> Increasing the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Management of risks
23	<b>Жилейкин М.М., Журкин М.М.</b> Метод расчета технических характеристик и параметров движения масштабных моделей колесных машин, обеспечивающий подобие протекающих процессов при испытаниях	<b>Zhileykin M.M., Zhurkin M.M.</b> Method for calculating technical characteristics and parameters of movement of scale models of wheeled vehicles, ensuring the similarity of the processes during testing
31	<b>Лю И, Зузов В.Н.</b> Исследование влияния размеров конечных элементов на точность моделирования клеевого соединения в автомобильных конструкциях	<b>Liu Yi, Zuzov V.N.</b> Study of the effect of finite element dimensions on the simulation accuracy of adhesive bonding in automotive structures
42	<b>Тупицын И.И., Зубриский С.Г., Красавин П.А.</b> Оценка повреждения ТС с точки зрения сложной технической системы с собственной структурой	<b>Tupitsyn I.I., Zubris'kiy S.G., Krasavin P.A.</b> Assessment of vehicle damage from the point of a complex technical system with its own structure
49	<b>Зуев С.М., Малеев Р.А., Шматов Ю.М., Ханджалов М.Ю., Яхутль Д.Р.</b> Исследование молекулярных накопителей энергии	<b>Zuyev S.M., Maleev R.A., Shmatkov Yu.M., Khandzhalov M.Yu., Yakhutl' D.R.</b> Research on molecular energy storage
57	<b>Чаплыгин А.В., Куликов И.А.</b> Идентификация параметров курсового движения автомобиля с использованием сигма-точечного фильтра Калмана	<b>Chaplygin A.V., Kulikov I.A.</b> Identification of vehicle directional parameters using the sigma-point Kalman filters
70	<b>Плотников С.А., Сергеев Д.Г., Смольников М.В., Шипин А.И.</b> Исследование экологических показателей дизеля при работе на многокомпонентном биотопливе	<b>Plotnikov S.A., Sergeev D.G., Smol'nikov M.V., Shipin A.I.</b> Investigation of the environmental performance of a diesel engine when operating on multicomponent biofuel
76	<b>Максимов Р.О., Чичекин И.В.</b> Виртуальный стенд для определения нагрузок в пневматической подвеске задней тележки грузового автомобиля на ранних стадиях проектирования	<b>Maksimov R.O., Chichekin I.V.</b> A virtual test bench for determining the loads in the air suspension of the rear trolley of a truck at the early stages of design
87	<b>Рахматуллин С.С.</b> Поиск оптимального материала рабочего колеса компрессора с целью повышения эффективности работы системы турбонаддува	<b>Rakhmatullin S.S.</b> Finding the optimal compressor impeller material to improve the efficiency of the turbocharging system

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ГИБРИДНОГО ИНВЕРТОРА НА КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

д.т.н. Шклярский Я.Э., к.т.н. Скамьин А.Н., Васильков О.С.  
Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия  
s175070@stud.spmi.ru

*Интеграция альтернативных источников энергии и различных технологий распределенной генерации с силовыми электронными преобразователями в электрических сетях приводит к увеличению разнообразия сети, но при этом и к ужесточению требований различных стандартов, например, ограниченный гармонический состав генерируемого тока, непрерывная работа устройства при искажении напряжения и т.д. Учитывая данный факт, в работе приводятся результаты экспериментальных исследований влияния гибридного инвертора на показатели качества электроэнергии в точке общего подключения. Был разработан лабораторный стенд, состоящий из трехфазного гибридного инвертора, аккумуляторной батареи (АКБ), линейной нагрузки в виде активного сопротивления и конденсаторной установки. Инвертор был подключен к электрической сети на параллельную работу для питания нагрузки в виде активного сопротивления. Исследовались режимы заряда АКБ и выдачи мощности в сеть при двух вариациях сопротивления системы. Выдаваемая мощность от инвертора варьировалась в пределах от 500 Вт до 2 кВт в режиме генерации электроэнергии в сеть и в пределах от 50 до 300 Вт в режиме заряда АКБ. В результате лабораторных исследований были получены зависимости суммарных гармонических искажений тока (THDI) при различных режимах работы инвертора и сопротивлениях системы. На основании полученных результатов был разработан алгоритм выбора методов и средств по обеспечению электромагнитной совместимости при работе нагрузки и гибридного инвертора с накопителем энергии, позволяющий снизить влияние гибридных инверторов на искажение напряжения питающей сети.*

**Ключевые слова:** гибридный инвертор, аккумуляторная батарея, показатели качества электроэнергии.

**Для цитирования:** Шклярский Я.Э., Скамьин А.Н., Васильков О.С. Экспериментальные исследования влияния гибридного инвертора на качество электроэнергии // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 2–9. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-2-9

## Введение

В настоящее время во многих странах развивается децентрализованная система электроснабжения, основными источниками энергии в которой являются альтернативные источники на базе ветряных и солнечных электростанций. В состав таких источников входят различные устройства, позволяющие преобразовывать постоянный ток в переменный и наоборот, работа которых основана на беспрерывной коммутации полупроводниковых ключей [1]. Режимы работы таких преобразователей различны и определяются требованиями для конкретных условий. Различают источники бесперебойного питания (UPS), которые постоянно подключены к системе переменного тока и производят заряд накопителей энергии, а разряд осуществляется только

в случае аварийной ситуации для обеспечения электроэнергией ответственных потребителей [2]; автономные инверторы [3] (stand alone, off-grid), которые обеспечивают потребителей электроэнергией в автономном режиме независимо от централизованной системы электроснабжения, содержащие накопители энергии для питания потребителей в случае отсутствия солнца или ветра; сетевые инверторы (grid-tied, on-grid), которые при отсутствии накопителей энергии подключены к централизованной системе электроснабжения, способные работать параллельно с сетью и излишки выработанной энергии передавать в сеть; гибридные инверторы (hybrid), которые совмещают в себе преимущества автономных и сетевых инверторов, имеют в своем составе накопители энергии и могут работать синхронно с энерго-

системой для выдачи дополнительной мощности в сеть и потребителям [4, 5]. Кроме этого, все виды инверторов при наличии накопителей энергии функционируют в режиме заряда батарей, характеристика которого зависит от типа подключаемых накопителей энергии.

Диапазон параметров автономных инверторов более скромный: максимальные токи и напряжения редко превосходят нескольких тысяч ампер и несколько сотен вольт. Диапазон параметров гибридных устройств достаточно широкий: от нескольких ампер до десятков тысяч ампер, от десятков вольт до сотен тысяч вольт.

Интеграция альтернативных источников энергии и различных технологий распределенной генерации в электрических сетях приводит к увеличению разнообразия сети, включая интеллектуальные сети, и приводит к ужесточению требований различных стандартов. Ограничения для качества электроэнергии от альтернативных источников энергии и систем распределенной генерации приведены в стандартах многих стран. Среди требований – работа с определенным коэффициентом мощности (близко к единице), ограниченный гармонический состав генерируемого тока, непрерывная работа устройства при искажении напряжения и т.д. Большинство из этих требований могут быть удовлетворены применением специальных преобразовательных устройств с соответствующими системами управления. Поэтому системы распределенной генерации используют силовые электронные преобразователи для адаптации генерируемых параметров мощности к требуемым параметрам электрической сети. Дополнительной проблемой является то, что многие производители гибридных инверторов определяют генерируемый спектр и амплитуду гармоник для синусоидального напряжения питания и номинальной нагрузки. Но в настоящее время напряжение питающей сети не является синусоидальным и включает в себя гармонические составляющие по напряжению.

Гибридные преобразователи энергии по своему функциональному назначению способны работать параллельно с энергосистемой. При этом различные конфигурации инверторов позволяют обеспечивать выдачу электроэнергии в сеть с минимальным влиянием на качество напряжения в сети [6]. Это в свою очередь связано со стоимостью внедряемого оборудования. На данный момент

самыми распространенными способами повышения качества вырабатываемой электроэнергии в сеть от гибридных преобразователей является L и LCL фильтры на вводе устройства [7]. Фильтрующая способность LCL-фильтров значительно выше, чем у простого L-фильтра. Поэтому LCL-фильтр более популярен на практике. Фильтры LCL позволяют уменьшить габариты фильтра и обеспечивают более эффективную фильтрацию тока высших гармоник относительно фильтра L. Однако известно, что функционирование таких фильтров может приводить к возникновению резонансных явлений на частотах высших гармоник, свойства которых связаны с параметрами питающей сети. Поэтому правильный расчет параметров фильтра LCL важен для обеспечения стабильной работы гибридных инверторов напряжения. Существует несколько способов расчета этих параметров, однако, все они должны учитывать: максимальное снижение высших гармоник, вызванное процессом переключения, с минимальными габаритами фильтра и потреблением реактивной мощности. Кроме этого, известно, что добавление фильтров может приводить к возникновению резонансных явлений на частотах высших гармоник, связанных с параметрами питающей сети.

### **Экспериментальные исследования**

Для оценки влияния гибридного инвертора на качество электроэнергии в точке общего подключения были проведены исследования в лабораторных условиях с применением трехфазного гибридного инвертора и аккумуляторной батареи. Инвертор был подключен к электрической сети на параллельную работу для питания нагрузки в виде активного сопротивления. Применялся гибридный инвертор МАП *Hybrid*.

Внешний вид лабораторной установки представлен на рис. 1.

Электрическая принципиальная схема гибридного инвертора МАП *Hybrid* представлена на рис. 2.

Параметры лабораторной установки представлены в таблице. Исследовались режимы заряда АКБ и выдачи мощности в сеть при двух вариациях сопротивления системы. При этом к установке была подключена линейная нагрузка в виде активного сопротивления мощностью 4,5 кВт. Выдаваемая мощность от инвертора варьировалась в пределах от 500 Вт до 2 кВт

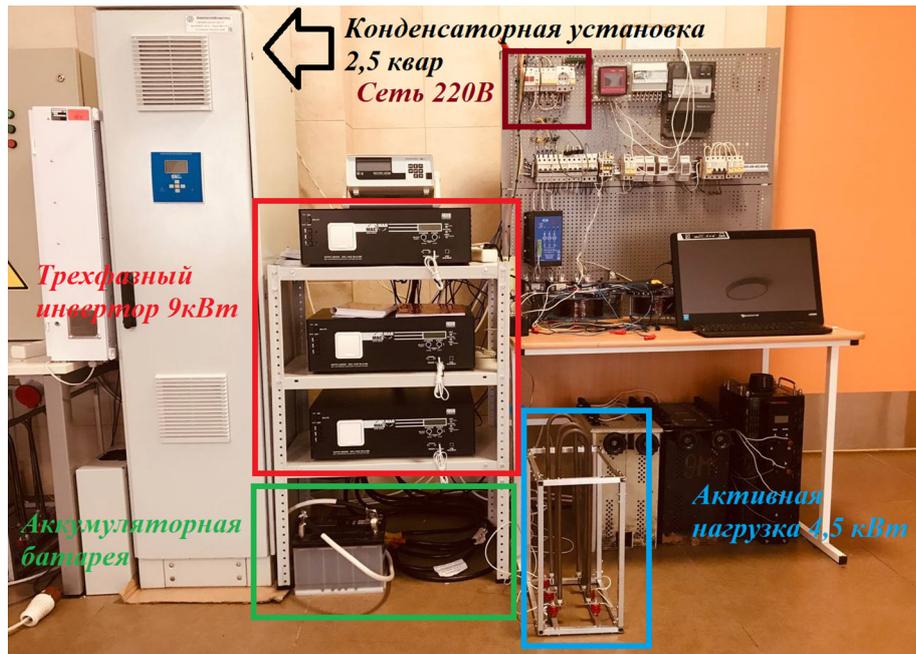


Рис. 1. Гибридный инвертор МАП Hybrid

Fig. 1. MAP Hybrid hybrid inverter

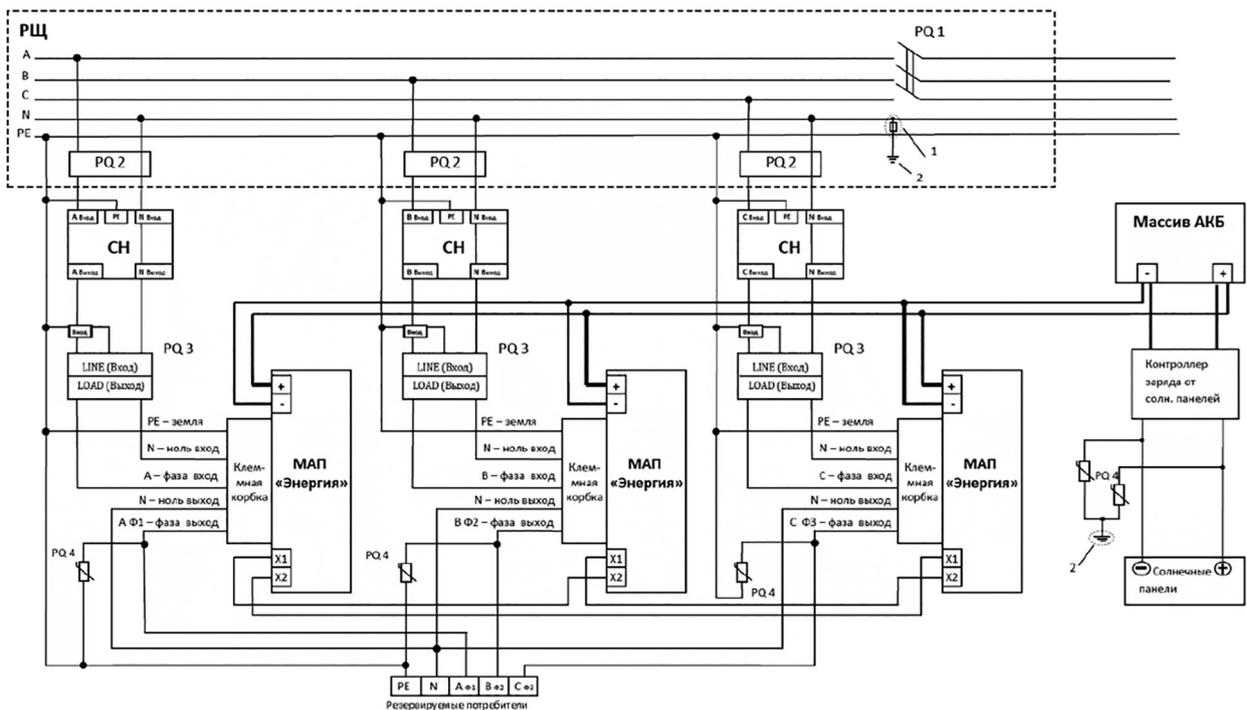


Рис. 2. Электрическая принципиальная схема гибридного инвертора

Fig. 2. Electrical schematic diagram of a hybrid inverter

в режиме генерации электроэнергии в сеть, и в пределах от 50 до 300 Вт в режиме заряда АКБ.

В результате лабораторных исследований были получены зависимости суммарных гармонических искажений тока (THDI) при раз-

личных режимах работы инвертора и сопротивлений системы. На рис. 3 представлена зависимость выходной мощности инвертора и THDI выходного тока инвертора от времени.

Из графика видно, что с увеличением выходной мощности инвертора снижается THDI

Параметры лабораторной установки  
 Table. Laboratory bench parameters

Наименование элемента	Параметры и значения
Электрическая сеть	$U_0 = 220 \text{ В}, Z_{\phi 01} = 0,8 \text{ Ом}, Z_{\phi 02} = 2,8 \text{ Ом},$
Гибридный инвертор	$P_{\text{НОМ}} = 9 \text{ кВт}, U_{\text{НОМ}} = 220/12 \text{ В}$
Линейная нагрузка	$P_{\text{НОМ}} = 4,5 \text{ кВт}, U_{\text{НОМ}} = 220 \text{ В}$
Конденсаторная установка	$Q_{\text{НОМ}} = 2,5 \text{ квар}, U_{\text{НОМ}} = 220 \text{ В}$

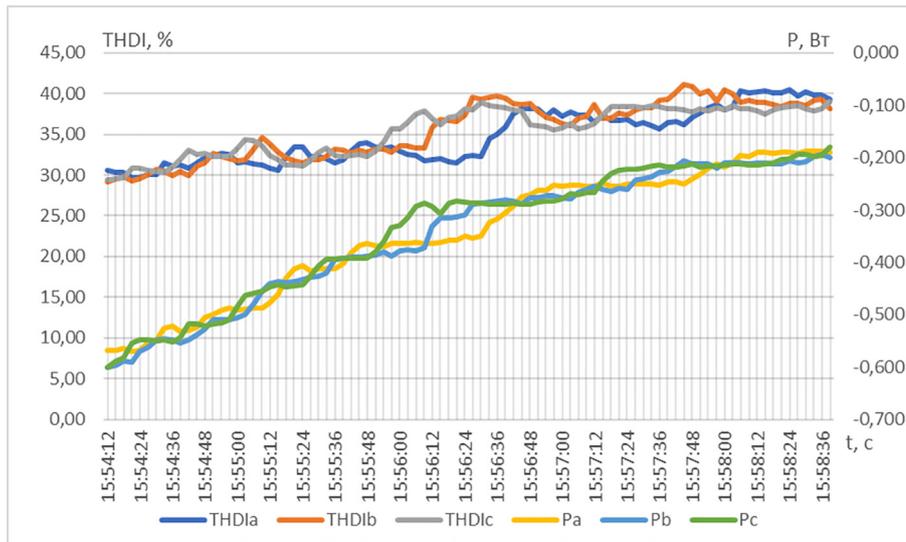


Рис. 3. Зависимость выходной мощности инвертора и THDI выходного тока от времени

Fig. 3. Dependence of the output power of the inverter and THDI of the output current on time

выходного тока. Аналогичная зависимость была получена и для режима заряда АКБ. В этом случае гармонический состав тока соответствует режиму работы шестипульсного выпрямителя, а искажения в токе уменьшаются при увеличении потребляемой мощности.

На рис. 4 представлен график, характеризующий THDI выходного тока инвертора в различных режимах работы (заряд АКБ и выдача мощности в сеть) в зависимости от сопротивления петли фаза-ноль.

Из графика видно, что в рассматриваемых режимах THDI выходного тока инвертора уменьшается при подключении дополнительного сопротивления в линию, т.е. при увеличении сопротивления системы.

Основные результаты и выводы:

1) напряжение на выходе инвертора остается постоянным, что объясняется типом инвертора, у которого на выходе напряжение не изменяется, как у источника напряжения;

2) искажение тока на выходе инвертора зависит от выдаваемой мощности: большое искажение тока при низкой выходной мощности, но при увеличении выходной мощности искажение тока быстро уменьшается;

3) при отсутствии фильтра сопротивление системы незначительно влияет на искажение выходного тока инвертора: с увеличением сопротивления системы THDI выходного тока инвертора снижается;

4) влияние искажений от инвертора на распределительную сеть зависит от сопротивления системы: если сопротивление системы возрастает, то влияние искажения напряжения от инвертора становится выше и наоборот, уменьшение сопротивления системы приводит к снижению искажения напряжения в сети, т.е. уменьшению влияния искажений от инвертора.

Стоит отметить, что в лабораторных условиях не удалось получить значения THDU

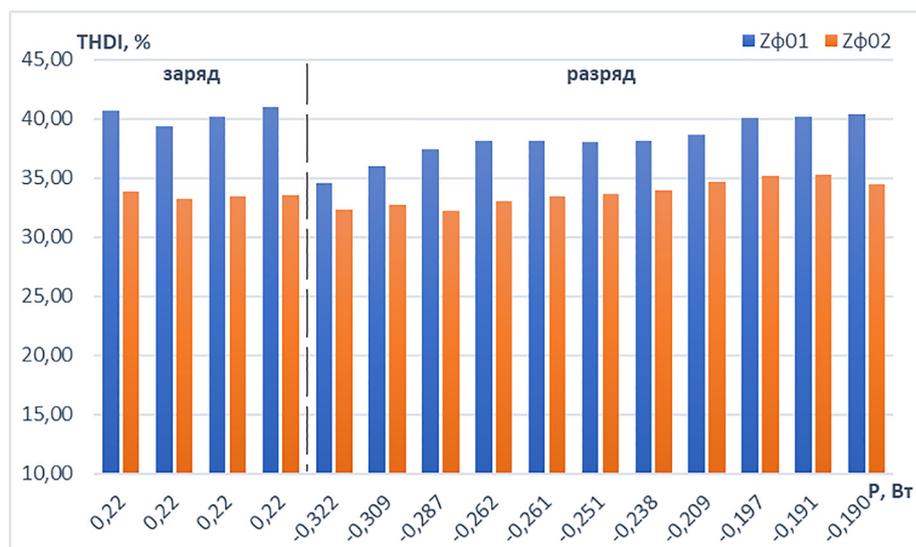


Рис. 4. Зависимость THDI выходного тока инвертора от мощности заряда/разряда и сопротивления петли фаза-ноль

Fig. 4. Dependence of THDI of the output current of the inverter on the charge/discharge power and phase-zero loop resistance

на выходе инвертора [8], что объясняется достаточно мощной сетью и инвариантностью этого показателя для рассматриваемых условий.

#### **Разработка алгоритма выбора методов и средств по снижению влияния гибридных инверторов на искажение напряжения питающей сети**

На основании полученных результатов был разработан алгоритм выбора методов и средств по обеспечению электромагнитной совместимости при работе нагрузки и гибридного инвертора с накопителем энергии, позволяющий снизить влияние гибридных инверторов на искажение напряжения питающей сети [9]. Блок-схема алгоритма представлена на рис. 5.

Суть алгоритма заключается в следующем.

Первоначально необходимо провести измерения показателей качества электроэнергии в части гармонических искажений по току и напряжению в точке подключения гибридного инвертора к сети. Подразумевается подключение промышленного гибридного инвертора к сети через силовой трансформатор. Главным показателем, характеризующим влияние инвертора на искажение в напряжении сети, является коэффициент искажения по току, так как если он соответствует более строгим стандартам ИЕС и IEEE, то и искажения в напряжении будут в пределах нормативных значений. На основании полученных результатов

исследований было выявлено, что повышение выходной мощности инвертора приводит к снижению искажения выходного тока, что целесообразно осуществить в случае наличия резерва по мощности инвертора и накопителя энергии. Далее при несоответствии показателей качества электроэнергии нормативным требованиям, применяются другие методы по ограничению искажений напряжения и тока на выходе инвертора: построение устройств на основе многоуровневых инверторов напряжения и применение фильтров высших гармоник. После приведения показателей по току в нормируемые пределы влияние на искажение напряжения сети будет минимально. Однако если искажение напряжения сети превышает нормируемые значения (например, в случае наличия искажения сети до подключения гибридного инвертора), то необходимо провести расчеты по снижению сопротивления системы с помощью возможного варьирования положения отпаяк вводного силового трансформатора, так как уменьшение сопротивления системы приводит к уменьшению искажения в напряжении на выходе трансформатора. В случае, если искажение напряжения сети до сих пор превышает нормируемые значения, то режимы работы гибридного инвертора не оказывают влияние на искажение напряжения в сети, поэтому необходимо применение сторонних мероприятий, не связанных с работоспособностью инвертора напряжения.

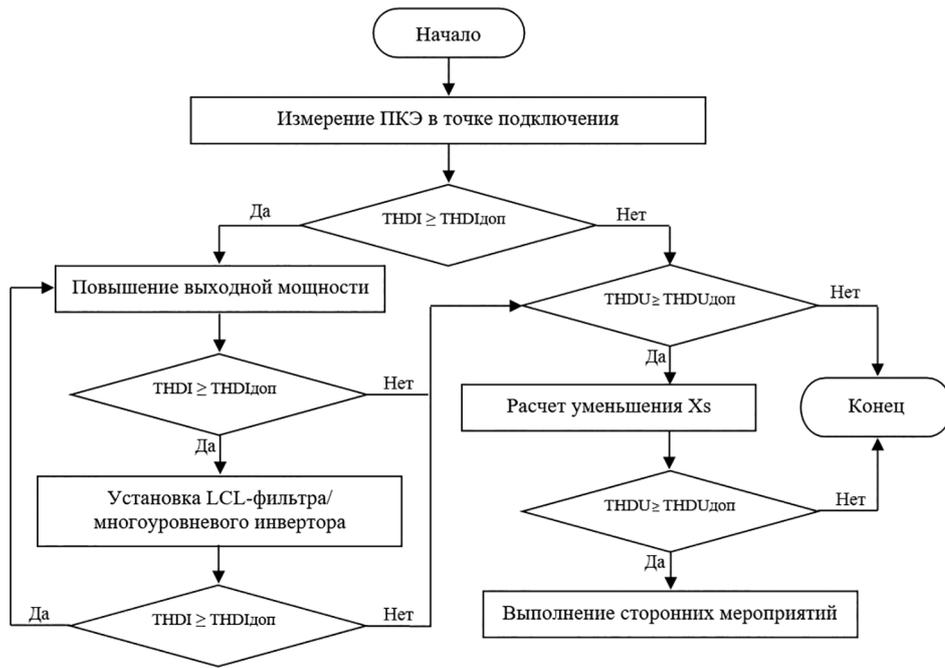


Рис. 5. Блок-схема алгоритма выбора методов и средств по снижению влияния гибридных инверторов на искажение напряжения питающей сети

Fig. 5. Block diagram of the algorithm for choosing methods and means to reduce the effect of hybrid inverters on the voltage distortion of the supply network

### Заклучение

В работе исследовались несколько режимов работы гибридного инвертора с оценкой показателей качества электроэнергии. Получены зависимости THDI на выходе инвертора от выходной мощности для линейной нагрузки. Предложен алгоритм выбора методов и средств по обеспечению электромагнитной совместимости при работе нагрузки и гибридного инвертора с накопителем энергии, позволяющий снизить влияние гибридных инверторов на искажение напряжения питающей сети.

### Литература

1. Akoro E., Amadou S.M., Tevi G.J.P. (2017). Different topologies of three-phase grid connected inverter for photovoltaic systems, a review. *Revue Cames – Sci. Appl. & de l'Ing.*, Vol. 2 (2), pp. 33–41. ISSN 2312-8712.
2. Федоров А.В., Махалин А.Н., Бабурин С.В. Применение ИБП в энергетических установках технологических объектов нефтегазовой отрасли // *Наука и техника в газовой промышленности*. 2014. № 2 (58). С. 69–73.
3. Бельский А.А., Добуш В.С., Хайкал Ш.Ф. Эксплуатация однофазного автономного инвертора в составе ветроэнергетического комплекса малой мощности. *Записки Горного Института*. Т. 239. С. 564. DOI: 10.31897/pmi.2019.5.564
4. Rana, Ronak & Patel, Sujal & Muthusamy, Anand & Lee, Chee & Kim, Hee-Je. (2019). Review of Multi-level Voltage Source Inverter Topologies and Analysis of Harmonics Distortions in FC-MLI. *Electronics*. 8. 1329. DOI: 10.3390/electronics8111329
5. Макаров В.Г., Хайбрахманов Р.Н. Многоуровневые инверторы напряжения. Обзор топологий и применение // *Вестник Технологического университета*. 2016. Т. 19. № 22. С. 134–138.
6. Shahina Firdoush, Shruti Kriti, Avinow Raj, Shusant Kumar Singh, 2016, Reduction of Harmonics in Output Voltage of Inverter, *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH & TECHNOLOGY (IJERT) CMRAES – 2016 (Volume 4 – Issue 02)*.
7. Абрамович Б.Н., Сычев Ю.А. Методы и средства коррекции показателей качества электрической энергии на предприятиях минерально-сырьевого комплекса // *Современные образовательные технологии в подготовке специалистов для минерально-сырьевого комплекса: Сборник научных трудов II Всероссийской научной конференции*, Санкт-Петербург, 27–28 сентября 2018 года. Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский горный университет, 2018. С. 987–992.
8. Добуш В.С., Бельский А.А. Анализ влияния источников бесперебойного питания на качество электроэнергии в точке общего подключения по

- требителей // Промышленная энергетика. 2018. № 6. С. 29–34.
9. Скамьин А.Н., Васильков О.С. Компенсация влияния высших гармоник на электрооборудование при их возникновении со стороны сети // Управление качеством электрической энергии: Сборник трудов Международной научно-практической конференции, Москва, 05–07 декабря 2018 года. Москва: Общество с ограниченной ответственностью «Центр полиграфических услуг «РАДУГА»», 2018. С. 157–160.
- ### References
1. Akoro E., Amadou S.M., Tevi G.J.P. (2017). Different topologies of three-phase grid connected inverter for photovoltaic systems, a review. *Revue Cames – Sci. Appl. & de l’Ing.*, Vol. 2 (2), pp. 33–41. ISSN 2312-8712.
  2. Fedorov A.V., Makhalin A.N., Baburin S.V. The use of uninterruptible power supplies in power plants of technological facilities in the oil and gas industry. *Nauka i tekhnika v gazovoy promyshlennosti*. 2014. No 2 (58), pp. 69–73 (in Russ.).
  3. Bel’skiy A.A., Dobush V.S., Khaykal SH.F. Operation of a single-phase autonomous inverter as part of a low-power wind power complex. *Zapiski Gornogo Instituta*. V. 239, pp. 564 (in Russ.). DOI: 10.31897/pmi.2019.5.564
  4. Rana, Ronak & Patel, Sujal & Muthusamy, Anand & Lee, Chee & Kim, Hee-Je. (2019). Review of Multilevel Voltage Source Inverter Topologies and Analysis of Harmonics Distortions in FC-MLI. *Electronics*. 8. 1329. DOI: 10.3390/electronics8111329
  5. Makarov V.G., Khaybrakhmanov R.N. Multilevel voltage inverters. Topology overview and application. *Vestnik Tekhnologicheskogo universiteta*. 2016. V. 19. No 22, pp. 134–138 (in Russ.).
  6. Shahina Firdoush, Shruti Kriti, Avinow Raj, Shusant Kumar Singh, 2016, Reduction of Harmonics in Output Voltage of Inverter, *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH & TECHNOLOGY (IJERT) CMRAES – 2016 (Volume 4 – Issue 02)*.
  7. Abramovich B.N., Sychev Yu.A. Methods and means of correcting indicators of the quality of electrical energy at enterprises of the mineral resource complex. *Sovremennyye obrazovatel’nyye tekhnologii v podgotovke spetsialistov dlya mineral’no-syr’evogo kompleksa: Sbornik nauchnykh trudov II Vserossiyskoy nauchnoy konferentsii, Sankt-Peterburg, 27–28 sentyabrya 2018 goda* [Modern educational technologies in the training of specialists for the mineral resource complex: Collection of scientific papers of the II All-Russian scientific conference, St. Petersburg, September 27–28, 2018]. Sankt-Peterburg: Sankt-Peterburgskiy gornyy universitet Publ., 2018, pp. 987–992 (in Russ.).
  8. Dobush V.S., Bel’skiy A.A. Analysis of the impact of uninterruptible power supplies on the quality of electricity at the point of common consumer connection. *Promyshlennaya energetika*. 2018. No 6, pp. 29–34 (in Russ.).
  9. Skam’in A.N., Vasil’kov O.S. Compensation of the influence of higher harmonics on electrical equipment when occurring from the network side. *Upravleniye kachestvom elektricheskoy energii: Sbornik trudov Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Moskva, 05–07 dekabrya 2018 goda* [Electricity quality management: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference, Moscow, 05–07 December 2018]. Moscow: Obshchestvo s ogranichennoy otvetstvennost’yu «“Tsentr poligraficheskikh uslug “RADUGA”» Publ., 2018, pp. 157–160 (in Russ.).

## EXPERIMENTAL STUDIES OF THE EFFECT OF A HYBRID INVERTER ON POWER QUALITY

DSc in Engineering **YA.E. Shklyarskiy**, PhD in Engineering **A.N. Skam'in**, **O.S. Vasil'kov**  
Saint Petersburg Mining University, Saint Petersburg, Russia  
s175070@stud.spmi.ru

*The integration of alternative energy sources and various technologies of distributed generation with power electronic converters in electrical networks leads to an increase in the diversity of the network, but at the same time to the tightening of the requirements of various standards, for example, a limited harmonic composition of the generated current, continuous operation of the device with voltage distortion, etc. Taking this fact into account, the paper presents the results of experimental studies of the effect of a hybrid inverter on power quality indicators at the point of common connection. A laboratory bench was developed. It consists of a three-phase hybrid inverter, a storage battery, a linear load in the form of an active resistance and a capacitor unit. The inverter has been connected to the power supply for parallel operation to supply the load in the form of active resistance. The modes of battery charging and power delivery to the network with two variations of the system resistance were investigated. The power output from the inverter varied from 500 W to 2 kW in the mode of generating electricity to the grid, and in the range from 50 to 300 W in the battery charging mode. As a result of laboratory studies, the dependences of the total harmonic current distortion (THDI) were obtained for various operating modes of the inverter and system resistances. On the basis of the obtained results, an algorithm for the selection of methods and means to ensure electromagnetic compatibility during operation of the load and a hybrid inverter with energy storage was developed. It makes it possible to reduce the effect of hybrid inverters on the voltage distortion of the supply network.*

**Keywords:** hybrid inverter, storage battery, power quality indicators.

**Cite as:** Shklyarskiy YA.E., Skam'in A.N., Vasil'kov O.S. Experimental studies of the effect of a hybrid inverter on power quality. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 2–9 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-2-9

# К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ МЕТРОПОЛИТЕНА. УПРАВЛЕНИЕ РИСКАМИ

К.Т.Н. Попов В.А., Еланцев В.В.

Петербургский государственный университет путей сообщения императора Александра I,  
Санкт-Петербург, Россия  
ew3012@gmail.com

*Цель статьи – поиск механизмов ранжирования и арбитражирования потребностей (комплекса технических воздействий), достаточных для обеспечения необходимого уровня надежности и безопасности транспортировки возрастающих пассажиропотоков. Объектом исследования является эскалаторное хозяйство, а предметом – система технического обслуживания и ремонта. Научной новизной является использование информационных технологий, содержащих сочетание математических инструментов, реализующих необходимый функционал, для цифровой трансформации системы технического обслуживания и ремонта эскалаторного хозяйства метрополитена. В начале статьи описывается объект применения, цель и задачи концепции цифровой трансформации, ее архитектура и функции, а также особенности внедрения. Далее в работе делается акцент на поддержании надежности и безопасности транспортировки пассажиропотоков, как основных функциях концепции. Затем приводятся ситуации риска (события) и обобщенная модель их формирования, раскрывающая причинно-следственный комплекс. После излагаются задачи и сам процесс управления рисками, строящийся на определении величины риска, исходные данные для которого извлекаются из информационного пространства, содержащего электронные документы, включающие в том числе данные о работах (технических воздействиях), а получившийся результат соотносится с различными шкалами. Помимо этого, математический аппарат управления рисками включает матрицы, содержимое которых используется стратегиями поддержки принятия решений. Описанный в работе математический аппарат реализует механизм ранжирования и арбитражирования потребностей (комплекса технических воздействий), являющийся в свою очередь составной частью методики повышения долговечности, надежности и безопасности эксплуатации эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры. Представленная концепция позволяет при дефиците ресурсов формировать комплекс воздействий для наиболее проблемных элементов и перевести эксплуатацию элементов эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры на систему по состоянию, способствующую обоснованному увеличению назначенных сроков службы с сохранением достаточных уровней безопасности. В заключении приводятся ожидаемые практические результаты внедрения концепции.*

**Ключевые слова:** эскалатор, управление рисками, цифровая трансформация, ресурсный подход, техническое состояние, техническое воздействие.

**Для цитирования:** Попов В.А., Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Управление рисками // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 10–22. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-10-22

## Введение

Содержание эскалаторного хозяйства требует значительных затрат на поддержание надежности эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры и обеспечение безопасности транспортировки пассажиров. Вместе с тем ограниченные ресурсы диктуют потребность в пересмотре подходов к техническому воздействию (объему работ) на эскалаторы и связанные с ними объекты инфраструктуры. В частности, нередко встречаются

эксплуатационные ситуации, формируемые существующими правилами, при которых предписывается выполнить техническое воздействие на объекты с достаточно высоким уровнем надежности, а проблемные по надежности объекты продолжают эксплуатироваться без технических воздействий, создавая повышенный риск возникновения нештатных ситуаций.

Рациональное же управление ограниченными выделяемыми ресурсами возможно при условии:

1) своевременного получения объективной информации о текущем техническом состоянии элементов эскалаторного хозяйства и связанных с ними объектов инфраструктуры;

2) наличия компьютеризированной системы поддержки принятия решений по техническому содержанию эскалаторного хозяйства и связанных с ним объектов инфраструктуры на уровнях структурных подразделений и хозяйства в целом.

Выполнение первого условия означает создание и внедрение системы сбора, анализа и обработки данных об отказах и происшествиях (нештатных ситуациях). Реализация второго условия означает создание и внедрение механизма арбитража между потребителями ресурсов, определяющего объекты, техническое состояние которых требует вложения ресурсов и оправдано с точки зрения снижения надежности и обеспечения уровня безопасности, при котором остаточный риск возникновения происшествий имеет допустимый уровень.

Одновременно с этим имеется противоречие между потребностью в интенсификации эксплуатации эскалаторного хозяйства, связанной с все возрастающим пассажиропотоком, и необходимостью технологических перерывов в эксплуатационной работе для поддержания требуемых уровней надежности и безопасности, стремительно стареющего эскалаторного парка, содержание которого строится на основе нормативного срока службы, без учета его текущего состояния.

В таких условиях, для разрешения описанных выше противоречий предлагается концепция цифровой трансформации системы технического обслуживания и ремонта, основным компонентом которой является информационное пространство, получаемое за счет компьютеризации процессов сбора и обработки данных об отказах и штатных ситуациях, процессов выявления наиболее проблемных объектов, а также компьютеризации процессов по распределению ограниченных ресурсов на необходимый объем работ, при достижении допустимых уровней безопасности и требуемых уровней надежности.

Целью данной работы является поиск для информационного пространства механизмов ранжирования и арбитражирования потребностей, достаточных для обеспечения необходимого уровня надежности и безопасности транспортировки всевозрастающих пассажиропотоков.

В качестве объекта исследования примем эскалаторное хозяйство, а предметом – систему технического обслуживания и ремонта. Научной новизной, раскрывающейся в работе, является использование современных информационных технологий, содержащих сочетание математических инструментов, реализующих необходимый функционал, обеспечивающий цифровую трансформацию системы технического обслуживания и ремонта эскалаторного хозяйства метрополитена.

### **Объект применения, цели и задачи концепции**

Объектом применения концепции является совокупность технических объектов и систем, а также технологических и бизнес процессов эскалаторного хозяйства.

Среди процессов, следует выделить базовые:

- содержание эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры;
- мониторинг и диагностирование;
- техническое воздействие;
- содержание оборудования структурных подразделений, обеспечение готовности и исправности средств для технического обслуживания и ремонта.

Трансформация вышеописанных базовых процессов позволит принимать тактические и стратегические решения в условиях недостатка информации для формирования бюджета с учетом имеющихся ресурсов.

Цели:

- повышение эффективности функционирования хозяйства посредством снижения стоимости эксплуатации за счет адаптивного управления перераспределением ограниченных ресурсов при достаточном уровне эксплуатационной надежности и допустимом уровне безопасности. Под адаптивным управлением понимаются формы и методы управления изменением параметров технического состояния в зависимости от изменения внутренних параметров эскалаторов и/или внешней среды, а также от изменений стратегических целей предприятия;

– изменение подходов к текущему содержанию, обслуживанию и ремонту эскалаторного хозяйства и связанных с ними объектов инфраструктуры.

Задачи:

- управление эксплуатацией всего парка через эксплуатационные показатели надеж-

ности, выраженные в единицах измерения объема выполненной работы каждым структурным подразделением;

- количественная оценка производственной деятельности подразделений с учетом отказов и результатов технического обслуживания и ремонта эскалаторов;

- контроль и сопоставление деятельности структурных подразделений в рамках хозяйства;

- оперативное решение вопросов обеспечения безопасности транспортировки пассажиропотоков;

- учет влияния человеческого фактора на технологические процессы;

- определение уязвимых объектов;

- увеличение назначенного срока службы объектов эскалаторного хозяйства до предельного состояния на основе экспертизы промышленной безопасности и оценки рисков, позволяющих перераспределять инвестиции на поддержание наиболее проблемных объектов.

Однако реализация концепции сталкивается с рядом сложностей:

- территориальное распределение эскалаторов по разным станционным выходам;

- закрепления парка за разными структурными подразделениями;

- необходимость совмещения в реальном времени сбора и обработки данных по отказам и моделирования надежности;

- большое разнообразие типов эскалаторов и различия режимов и условий эксплуатации;

- влияния на перевозимый пассажиропоток свойств безотказности и ремонтпригодности эскалаторов и интенсивности и скорости движения поездов между станциями, длительности задержек составов, а также ремонт эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры.

### **Архитектура и функции компьютеризированной системы**

Архитектура, представленная на рис. 1, построена на основе древовидной структуры, разделенной на уровень дистанций (станционная инфраструктура), обеспечивающий оперативную работу структурных подразделений, и на уровень хозяйства (внестанционная инфраструктура), консолидирующий информацию от первого уровня [1].

Основным компонентом компьютеризированной системы выступает специализированное программное обеспечение, реализованное

с применением web-приложений, которые используются для сопряжения с программными модулями внешних систем, включая корпоративные базы данных. В качестве протокола информационного обмена между уровнями используется протокол SOAP, функционирующий на базе языка XML и в основном использующий транспортные протоколы HTTP, SMTP, FTP и TCP/IP.

Функции:

- получение и обработка информации об эскалаторах и связанных с ними объектов инфраструктуры;

- получение и обработка информации о текущем техническом состоянии эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры;

- формирование эталонной объектно-элементной структуры хозяйства;

- расчет показателей эксплуатационной надежности и безопасности и оценка рисков объектов хозяйства;

- формирование выходных форм и справок и др.

Среди вышеописанных, ключевыми являются функции, оперирующие надежностью и безопасностью транспортировки пассажиропотоков.

По этой причине следует отдельно отметить, что при расчете показателей надежности и безопасности транспортировки пассажиров на эскалаторе, как объекте повышенной опасности, приняты следующие допущения:

- отсутствие абсолютной надежности и безопасности – наличие остаточного риска после принятия защитных мер;

- обеспечение надежности и безопасности через уменьшение риска до допустимого уровня;

- остаточный риск не должен превышать допустимого уровня;

- оценка и корректировка допустимого уровня риска в зависимости от конкретных условий эксплуатации;

- минимизация уровня остаточного риска определяется исходя из имеющихся ресурсов;

- при принятии защитных мер приоритизация отдается рискам, связанным с жизнью и здоровьем людей, а также экологической безопасностью;

- управление стоимостью риска на основании результатов текущей и прогнозной оценок надежности и безопасности с учетом человеческого фактора.

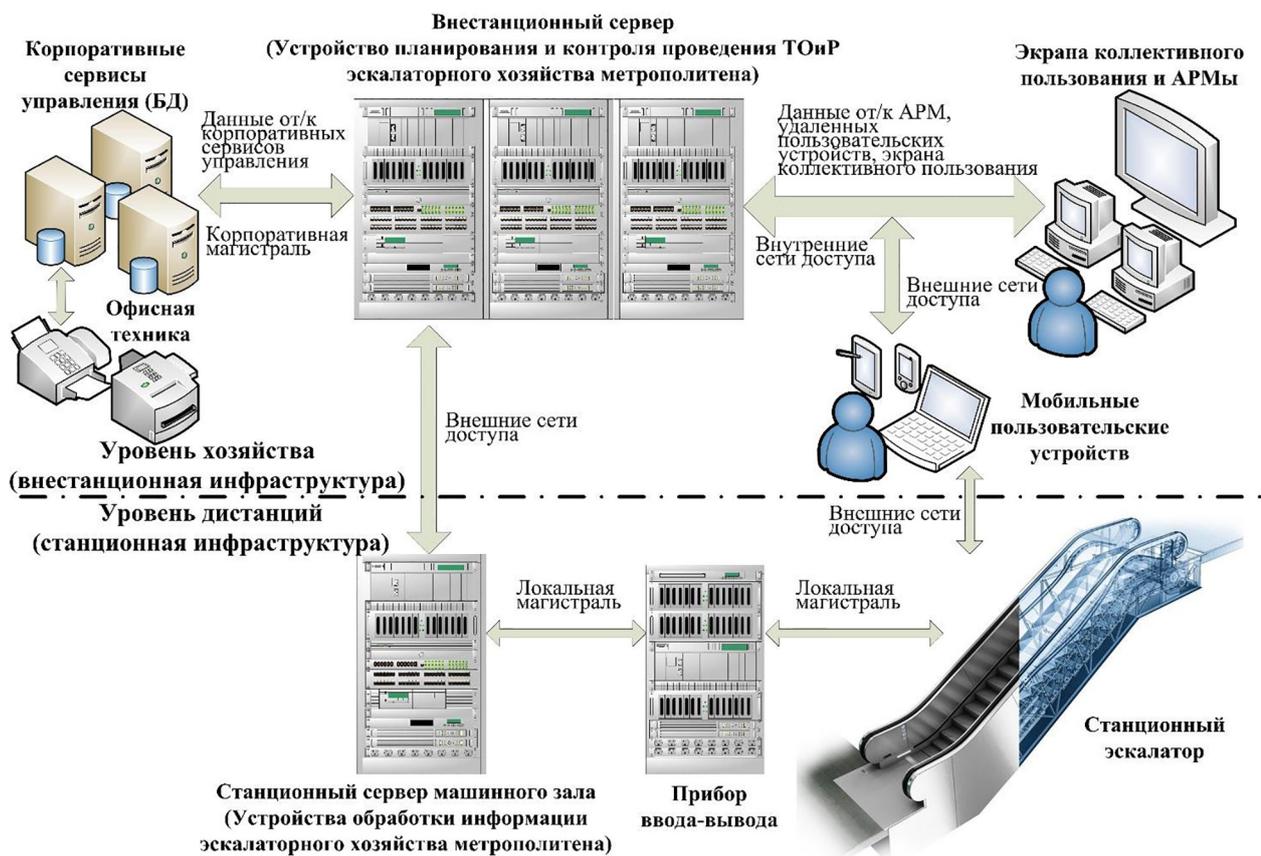


Рис. 1. Архитектура концепции

Fig. 1. Concept architecture

В свою очередь качественные и количественные показатели сопоставляются с характеристиками, представленными на рис. 2, свидетельствующим о надлежащем/ненадлежащем функционировании и безопасности, а также готовности к эксплуатации.

Согласно [2], риск воздействия техногенных опасностей находится в пределах от  $10^{-7}$  до  $10^{-6}$  (смертельных случаев 1 чел./год), максимально допустимый уровень индивидуального риска –  $10^{-6}$ , а уровень пренебрежимо малого предела риска менее  $10^{-8}$  (0,01 от максимально допустимого  $10^{-6}$ ).

Надежность и безопасность зависят от последствий отказов, их видов и времени необходимого для восстановления. При этом только некоторые отказы элементов эскалаторов, эксплуатируемых в границах допусков при определенных воздействиях, сказываются на надежности элементов эскалатора и безопасности транспортировки пассажиров.

Для разграничения видов отказов введены следующие их категории:

– отказ I категории приводит к задержке перемещения пассажиропотоков на 1 час и более

или приводит к нарушению безопасности перемещения пассажиров;

– отказ II категории приводит к задержке перемещения пассажиропотока от 6 минут до 1 часа, или приводят к ухудшению эксплуатационных показателей станции;

– отказ III категории не имеет последствий, относящихся к отказам I-ой и II-ой категории.

При отнесении отказа к одной из категорий учитываются задержки перемещения пассажиропотока на одном эскалаторе и/или на остальных эскалаторах конкретного станционного выхода, вызванные данным отказом.

Каждый фактор, воздействующий на надежность и безопасность конкретного элемента эскалатора, должен оцениваться с учетом критичности данного элемента для организации перевозочного процесса через управление рисками.

### Управление рисками

Прежде чем описывать подходы к управлению рисками определим ситуации риска и их причинно-следственный комплекс.

Среди ситуаций риска (событий) выделим основные:

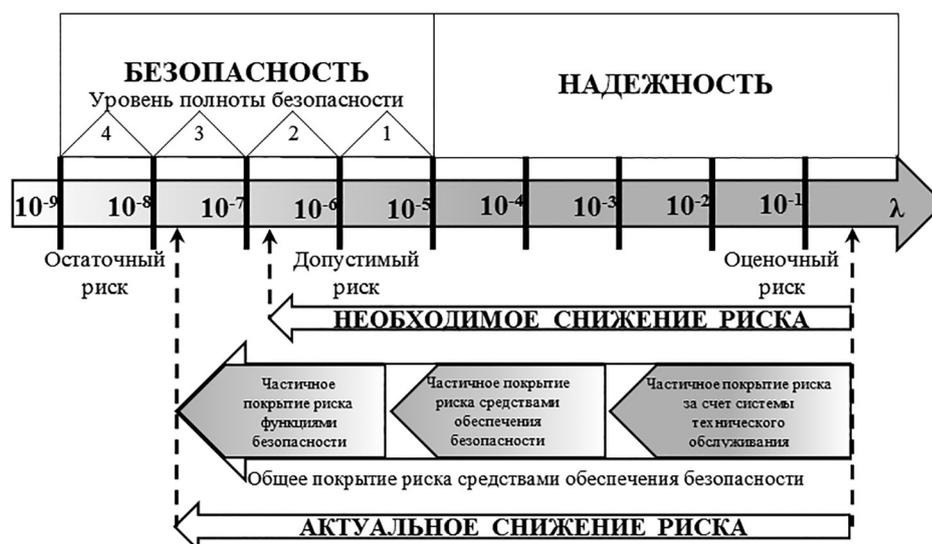


Рис. 2. Характеристики надежности и безопасности

Fig. 2. Reliability and safety characteristics

- неисправность и/или отказ эскалатора и/или связанного с ним объекта инфраструктуры;
- неконтролируемое скопление пассажиропотоков на станционных платформах, связанное с изменением интервала движения поездов;
- технологические нарушения при эксплуатации и техническом воздействии на эскалатор и/или связанные с ним объекты инфраструктуры;
- производственный и непроизводственный травматизм (персонал, пассажиров и др.);
- пожары, воспламенения и задымления;
- акты незаконного вмешательства и несанкционированного доступа к инфраструктуре.

В обобщенном случае вышеописанные события, оказывающие влияние на надежность элементов эскалатора и безопасность транспортировки пассажиропотоков, показаны на рис. 3. Изображенная на рис. 3 модель формирования события раскрывает причинно-следственный комплекс, связывающий последствия нарушения надежности и безопасности транспортировки пассажиров и их причины, среди которых выделены три основные группы: внешняя среда, надежность оборудования, сооружений и конструкций, а также уровень эксплуатации. По мнению авторов статьи, для обеспечения надежности и безопасности основное управляющее воздействие необходимо оказывать на причины, вызванные неисправностями и отказами, а также технологическими нарушениями при эксплуатации. Такое воздействие предлагается оказывать через работы (техническое воздействие) и оценку их качества.

Переходя непосредственно к управлению рисками следует отметить, что на текущий момент вопрос оценки и управления рисками освещен в ряде нормативных документов, используемых при эксплуатации, в том числе тоннельных эскалаторов метрополитена [3–5].

В других исследованиях проработаны теоретические основы управления рисками, в частности методы анализа и оценки рисков, разработаны стратегии управления рисками [6, 7].

Исходя из анализа вышеописанных материалов выделим основные задачи управления рисками эскалаторного хозяйства:

- достижение и поддержание допустимого уровня риска в рамках обеспечения надежности и безопасности;
- снижение вероятности происшествий (нештатных ситуаций);
- предотвращение и/или сокращение гибели и травматизма пассажиров;
- снижение ущерба имуществу и других потерь;
- предотвращение неблагоприятного воздействия на окружающую среду.

Сам процесс управления рисками строится на вычислении величины риска как произведение последствия события на вероятность его наступления. При этом получившийся результат соотносится со шкалами, приведенными в таблицах 1–3, и другой информацией, которая размещена в электронных документах [8], содержащих в том числе данные о работах (технических воздействиях).

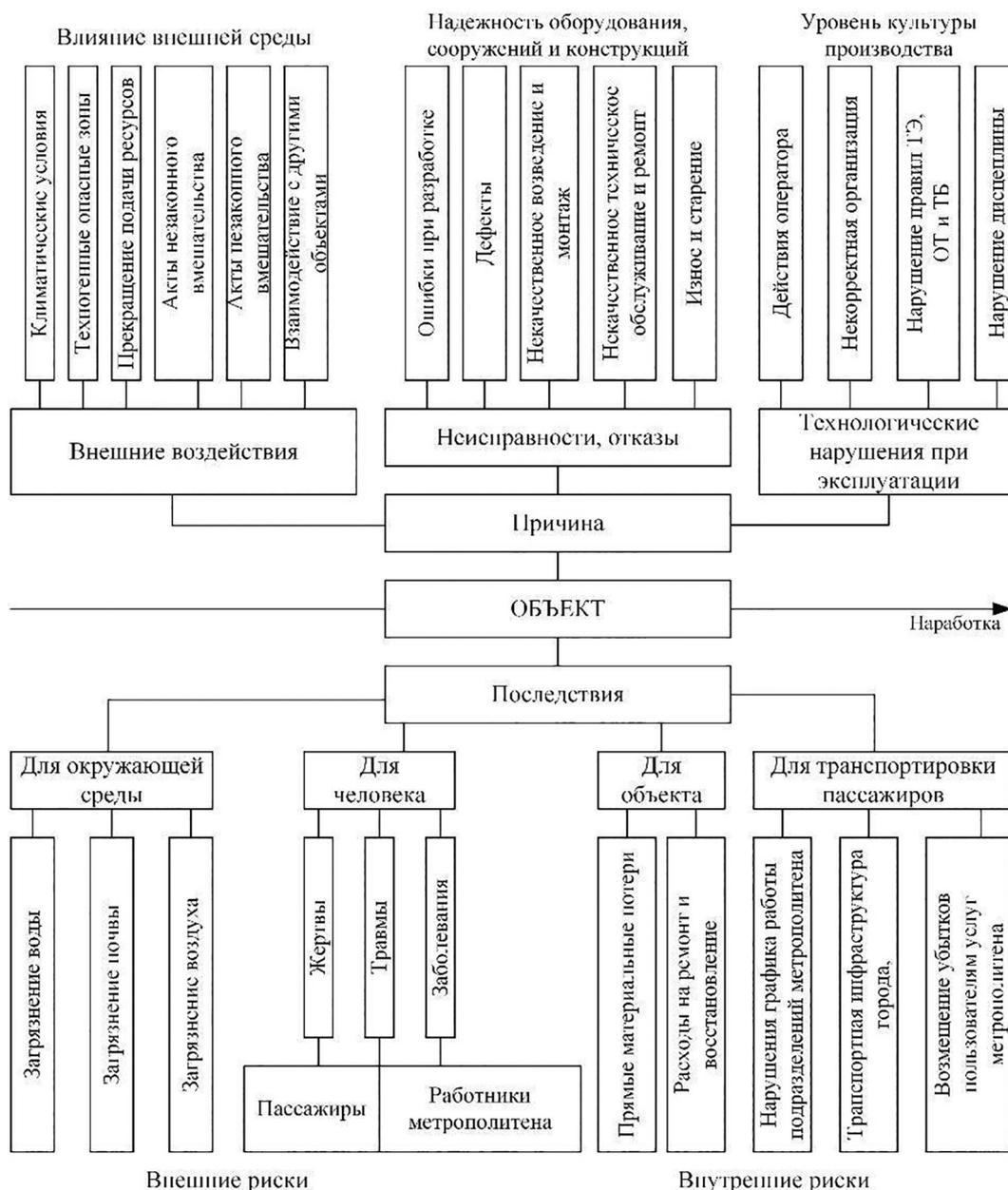


Рис. 3. Модель формирования ситуации риска

Fig. 3. Risk situation formation model

Риск наступления события оценивается исходя из экономического эквивалента угрозы и соответствующего ему в текущих условиях необходимого и достаточного объема затрат для предотвращения и/или уменьшения последствий события. Также вычисляется частота возникновения событий с учетом тяжести последствий. На основе полученных значений определяются возможные простои эскалаторов, вызванные событиями и техническими воздействиями, которые определяют объем перевозимого пассажиропотока по каждому станционному выходу за определенный промежуток

времени. Оценка влияния события и его последствий на объем перевозимого пассажиропотока, также основывается на вероятностных значениях оставшегося срока службы/остаточного ресурса определенных, в том числе в результате экспертизы промышленной безопасности [9] и значениях упущенной выгоды/экономического ущерба при различных вариантах технического воздействия (обслуживания, ремонта текущий/капитальный и пр.). Также вычисляется средняя оценка технического состояния эскалаторного хозяйства метрополитена, которая определяется как средневзвешенная дистанций.

Таблица 1

**Шкала оценки работ (технических воздействий)**

Table 1. Assessment scale of works (technical impacts)

Общая оценка	Баллы	Объем работ	Срок	Статус	Формальная оценка	Оценка по существу		
						Отклонение по объему	Отклонение по сроку	Отклонение по ресурсам
<b>Выполненные работы (оценка результата)</b>								
Отлично	0–25	100 %	В срок	Выполнены	Соответствует	Нет	Нет	До 3 %
Хорошо	25–50	100 %	В срок	Выполнены	Соответствует	Нет	Нет	До 5 %
Удовлетворительно	50–75	100 %	Не в срок	Выполнены	Соответствует	Нет	До 5 %	До 8 %
Неудовлетительно	75–100	100 %	Не в срок	Выполнены	Соответствует	Нет	До 8 %	До 10 %
<b>Невыполненные работы (оценка динамики исполнения относительно плана)</b>								
Отлично	0–25	От 85 %	От 85 %	В работе	Частично соответствует	До 15 %	До 15 %	До 103 %
Хорошо	25–50	От 65 %	От 65 %	В работе	Частично соответствует	До 25 %	До 25 %	До 105 %
Удовлетворительно	50–75	От 45 %	От 45 %	В работе	Частично соответствует	До 55 %	До 55 %	До 108 %
Неудовлетворительно	75–100	Менее 45 %	Менее 45 %	В работе	Частично соответствует	Более 45 %	Более 45 %	До 110 %
Не ведутся	100	0 %	0 %	В плане	Не соответствует	Нет	Нет	Нет

Таблица 2

**Шкала возникновения событий**

Table 2. Event occurrence scale

Уровень	Интенсивность	Описание
Частое	Постоянно	Условия возникновения известны, и событие происходит за определенный интервал
Вероятное	Множественно	Условия возникновения известны, и событие происходит с установленной периодичностью за определенный интервал
Случайное	Неоднократно	Условия возникновения известны, и событие происходит с неустановленной периодичностью за определенный интервал
Редкое	Иногда	Условия возникновения не известны, и событие произойдет с неустановленной периодичностью за определенный интервал
Крайне редкое	При стечении исключительных обстоятельствах	Условия возникновения не известны, и событие произойдет с неустановленной периодичностью за неопределенный интервал
Маловероятное	Как правило, не возникает при нормальных и исключительных обстоятельствах	Условия возникновения не известны, и событие возможно не произойдет за неопределенный интервал

Таблица 3

Шкала тяжести последствий событий

Table 3. Event severity scale

Уровень	Влияние					
	на человека	на объект эскалаторного хозяйства	длительность восстановления	на связанную инфраструктуру	длительность восстановления	на окружающую среду
Катастрофический	Гибель одного и более человек	Полностью разрушен, без возможности восстановления. Затраты на уровне создания нового объекта	Свыше 5 лет	Значительное разрушение несущих конструкций, полное разрушение ненесущих конструкций и большей части объектов	Свыше 5 лет	Возникновение чрезвычайной ситуации
Критический	Тяжелое повреждение здоровья	Значительное разрушение, с возможностью восстановления. Затраты на уровне реконструкции (модернизации)	Более года	Повреждения несущих конструкций, значительное разрушение ненесущих конструкций и части объектов	Более года	Значительный ущерб окружающей среде
Серьезный	Легкое повреждение здоровья	Значительные повреждения, повлекшие резкое снижение эксплуатационных характеристик с возможностью восстановления. Затраты на уровне ремонта	До года	Повреждения ненесущих конструкций и части объектов, несущие конструкции без повреждений	От нескольких недель до нескольких месяцев	Незначительный ущерб окружающей среде
Граничный	Отсутствует	Незначительные повреждения, повлекшие устойчивое отклонение эксплуатационных характеристик с возможностью восстановления. Затраты на уровне обслуживания	От нескольких дней до нескольких недель	Отсутствуют повреждения несущих и ненесущих конструкций, незначительные повреждения части объектов	До нескольких недель	Отсутствует
Незначительный	Отсутствует	Могут присутствовать незначительные повреждения, повлекшие отклонение эксплуатационных характеристик с возможностью восстановления. Затраты на уровне обслуживания	От нескольких часов до нескольких дней	Отсутствует	Не требуется	Отсутствует
Игнорируемый	Отсутствует	Отклонение эксплуатационных характеристик. Затраты не требуются	Не требуется	Отсутствует	Не требуется	Отсутствует

### Математический аппарат управления рисками

В работах [10, 11] представлено описание причинно-следственных связей формируемых при эксплуатации эскалаторов, извлекаемых из анализа данных, заносимых в специальный документооборот. Вместе с тем другие источники [12–14] содержат описание методики оценки рисков.

При компиляции вышеописанных подходов получается следующий математический аппарат.

Пусть  $S = \{s_1, \dots, s_n\}$  – множество неблагоприятных причин для выполнения работ (технического воздействия), описанных в наряде-допуске, при этом возможно наступление одновременно нескольких причин. Исходя из этого примем  $K$  – сочетание причин,  $K \in S$ . Если  $k_{ij}$  ( $k_{ij} \in K$ ) соответствует  $Y_{ij}$  – следствию в количественном выражении, то  $R_i = \sum Y_{ij} p_j(k_{ij})$  является величиной ожидаемого ущерба при выполнении комплекса технических воздействий (работ)  $E_i$ , описанных в библиотеке нарядов-допусков. При этом комплекс технических воздействий (работ)  $E_i$  без учета неблагоприятных следствий имеет полезность  $e_i$ , суммарный эффект которой определяется величиной  $G_i$ :

$$G_i = e_i - R_i$$

Для отбора множества эффективных работ используется выражение:

$$E = \{E_i : G_i > 0\}.$$

Оптимальным принимается комплекс работ  $E_i^*$ , для которого выполняется условие

$$G_i^* = \max G_i.$$

Множество допустимых вариантов комплекса работ может быть ограничено пределами риска при принятии управленческих решений для реализации стратегических и тактических задач в конкретных ресурсных условиях с учетом неопределенности.

Принятие управленческого решения в условиях неопределенности выполняется на основе:

1) инструмента предварительной оценки риска – построение матрицы эффектов, ущерба и риска;

2) Количественной оценки вариантов.

В таблице 4 приводится пример конфигурации матрицы. Строки матрицы соответствуют варианту комплекса работ  $E_i$ , а столбцы – причинам  $S_j$ , сформировавшим необходимость проведения работ. Каждой ячейке ( $E_i, S_j$ ) соответствует значение целевой функции  $\varphi_{ij}$ , которое может быть положительным (эффект) или отрицательным (ущерб).

Нижняя итоговая строка содержит наибольшие для каждого столбца эффекты ( $\varphi_i$ )max, при этом количественная оценка риска для каждого  $i$ -го комплекса работ при  $j$ -ой причине вычисляется как разница между максимально эффективным и фактическим:

$$R_{ij} = (\varphi_i) \max - \varphi_{ij}.$$

Далее выполняется оценка риска исходя из наличия данных о вероятности отдельных причин и их достоверности.

В случае если известны вероятности возникновения  $j$ -ой причины, полученные в результате анализа статистических данных ( $P_j$ ), то для комплекса работ определяют математическое ожидание значения целевой функции:

$$\delta_i = \sum_j P_j \cdot \varphi_{ij}.$$

Таблица 4

Матрица эффектов, ущерба и рисков

Table 4. Effects, damage and risks matrix

Ситуация Вариант	$S_1$	...	$S_j$	...	$S_n$	$(\varphi_i) \min$	$(\varphi_i) \max$	$(r_i) \max$
$E_1$	$\varphi_{11}$	...	$\varphi_{1j}$	...	$\varphi_{1n}$			
...			...	...	...			
$E_i$	$\varphi_{i1}$		$\varphi_{ij}$	...	$\varphi_{in}$			
...	...		...	...	...			
$E_m$	$\varphi_{m1}$		$\varphi_{mj}$	...	$\varphi_{mn}$			
$(\varphi_j) \max$								

В результате выбирается комплекс работ  $E_j$ , с максимальным значением математического ожидания целевой функции, при этом математическое ожидание риска окажется минимальным:

$$r_i = \sum_j P_j \cdot r_j \rightarrow \min.$$

В случае, если отсутствуют статистические данные  $P_j$ , выполняется экспертная оценка вероятности возникновения причины с использованием трех нечетких значений: оптимистичное, пессимистичное и реалистичное из соответствующих интервалов значений. С учетом допущения полученные нечеткие оценки приближенно соответствуют средневероятным значениям  $E_j^c$ , которые при биномиальном распределении рассчитываются по формуле:

$$E_j^c = 1/6 [(E_j)_{\min} + 4(E_j)_{\max}].$$

При невозможности определить достоверные оценки вероятности отдельных причин решение принимает персонал исходя из опасности риска и осторожности.

Рассмотрим стратегию принятия управленческого решения на основе критерия гарантированного эффекта (критерий Вальда), при которой в каждой строке матрицы выбирается минимальный эффект ( $\varphi_i$ )<sub>min</sub> и лучшим считается комплекс работ, для которого минимальный (гарантированный) эффект является наибольшим. Математический аппарат стратегии представлен выражением:

$$R_v = \max_i \max_j \varphi_{ij}.$$

Другая стратегия принятия управленческого решения строится на основе наименьшего возможного риска (критерий Сэвиджа), при которой в каждой строке матрицы выбирается  $(r_i)_{\max}$ , а лучшим считается комплекс работ, при котором этот максимальный риск оказывается наименьшим. Математический аппарат стратегии представлен выражением:

$$R_s = \max_i \max_j r_{ij}.$$

Сочетание вышеописанных стратегий (критерий Гурвица) в заданной пропорции включает осторожность и склонность к риску. Математический аппарат стратегии представлен выражением:

$$R_G = \max_i [\alpha \min_j \varphi_{ij} + (1 - \alpha) \max_j \varphi_{ij}].$$

Обобщая вышеописанные стратегии следует отметить, что оценка риска выполняется

на основе вероятностных характеристик, при этом рассчитанную величину риска сравнивают с заданными уровнями риска. Согласно рисунку 2, полученные оценки уровня риска соотносят с допустимым уровнем или несколькими заданными уровнями риска, которые определяются на основе допустимого уровня риска, при этом допустимый уровень риска определяется критериями приемлемого риска.

### Заключение

Предлагаемая концепция цифровой трансформации включает методику повышения долговечности, надежности и безопасности эксплуатации эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры метрополитена, реализация которой обеспечивает поддержку принятия управленческих решений при дефиците ресурсов, включая информацию для формирования комплекса работ, в первую очередь для наиболее проблемных элементов, обеспечивая таким образом надежную работу инфраструктуры и безопасность транспортировки пассажиров, а также позволяет перевести эксплуатацию элементов эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры на систему по состоянию, способствующую обоснованному увеличению назначенных сроков службы с сохранением достаточных уровней безопасности.

Среди ожидаемых практических результатов внедрения предлагаемой концепции, содержащей вышеописанные механизмы оценки рисков формируемого комплекса работ, выделим следующее.

Для эскалаторного хозяйства в целом:

- обоснование изменения условий эксплуатации и планирования нового строительства, реконструкции или модернизации;
- установление часто отказывающих элементов эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры за определенный период/наработку;
- оценка эффективности назначения видов технического воздействия;
- установление элементов эскалатора и связанных с ними объектов инфраструктуры определенного типа с наименьшей наработкой до/между отказа(ми);
- расчет расходования нормативной наработки за назначенный срок службы;
- определение возможности продления назначенного срока службы, в том числе через экспертизу промышленной безопасности;

– оценка вооруженности и кадрового состава структурных подразделений;

– оценка влияния отказов элементов эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры и оперативности их устранения на транспортировку пассажиропотоков;

– установление наиболее опасных элементов эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры;

– сравнительная оценка эффективности работы структурных подразделений, для обоснованного решения по мотивации персонала.

Для структурных подразделений дополнительно к вышеперечисленным выделяются:

– рациональное назначение соответствующих видов ремонтов на конкретном станционном выходе;

– оценка технического содержания группы станционных эскалаторов;

– сравнительная оценка эффективности деятельности бригад и участков;

– ранжирование элементов эскалаторов и связанных с ними объектов инфраструктуры для включения в перечень технического воздействия на каждом станционном выходе.

В заключении следует отметить, что применяемый в данной работе механизм управления рисками предлагается использовать в качестве решающего критерия при распределении ограниченных ресурсов между структурными подразделениями, что он является процессом, направленным на снижение вероятности возникновения неблагоприятных причин и минимизацию следствий, вызванных реализацией риска.

### **Литература**

1. Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Информационный комплекс оперативного мониторинга состояния эскалатора // Инновационные внедрения в области технических наук. Сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф. № 5 (Москва, 25 января 2020 г.). НН: Арел, 2020. С. 10–16.
2. Брабанд Й., Шебе Х. Коллективный риск, индивидуальный риск и их зависимость от времени // Надежность. 2011. № 4. С. 69–77.
3. ГОСТ Р 53387-2009. (ИСО/ТС 14798:2006). Лифты, эскалаторы и пассажирские конвейеры. Методология анализа и снижения риска». М.: Изд-во Стандартиформ, 2010. 37 с.
4. О применении риск-ориентированного подхода при организации отдельных видов государственного контроля (надзора) и внесении изменений в некоторые акты правительства Российской Федерации: постановление правительства РФ от 17.08.2016 г. № 806: (редакция от 20.03.2021). – Доступ из справ.-правовой системы КонсультантПлюс. – Текст: электронный.
5. О промышленной безопасности опасных производственных объектов: федеральный закон от 21.07.1997 № 116-ФЗ: (редакция от 08.12.2020). – Доступ из справ.-правовой системы КонсультантПлюс. – Текст: электронный.
6. Костерев В.В. Надежность технических систем и управление риском: учебное пособие. М.:МИФИ. 2008. 280 с.
7. Roeser S. Handbook of Risk Theory. Epistemology, decision theory, ethics, and social Implications of risk / S. Roeser, R. Hillerbrand, M. Peterson. (v. 1–2): Springer New-York, 2012. – 1165 p.
8. Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Механизмы управления ресурсами // Вопросы современных технических наук: свежий взгляд и новые решения. Сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф. № 7 (Екатеринбург, 11 марта 2020 г.): НН: Изд-во Арел, 2020. С. 19–26.
9. Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах»: приказ Ростехнадзора от 03.12.2020 № 488: (редакция от 23.12.2020). – Доступ из справ.-правовой системы КонсультантПлюс. – Текст: электронный.
10. Попов В.А., Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Прогнозирование технического состояния эскалатора // Вопросы современных технических наук: свежий взгляд и новые решения. Сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф. № 7 (Санкт-Петербург, 10-12 ноября 2020 г.). СПб.: Изд-во ФГБОУ ВО ПГУПС, 2020. С. 19–26.
11. Еланцев В.В. К вопросу повышения эффективности и безопасности эксплуатации тоннельных эскалаторов метрополитена. Алгоритм прогнозирования // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2021. № 2. С. 32–41.
12. Замышляев А.М. Автоматизация процессов комплексного управления техническим содержанием инфраструктуры железнодорожного транспорта: дис. ... док, техн. наук. М., 2013. 340 с.
13. Гапанович В.А., Шубинский И.Б., Замышляев А.М. Построение и использование матриц рисков в системе управления рисками на желез-

нодорожном транспорте // Надежность, 2011. № 4. С. 56–68.

14. Гапанович В.А., Шубинский И.Б., Замышляев А.М. Математическое и информационное обеспечение системы УРРАН // Надежность, 2013. № 1. С. 3–11.

## References

1. Yelantsev V.V. Increasing the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Information complex for operational monitoring of the escalator condition. Informatsionnyy kompleks operativnogo monitoringa sostoyaniya eskalatora. Innovatsionnyye vnedreniya v oblasti tekhnicheskikh nauk. Sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-prakt. konf. No 5 (Moscow, 25 yanvarya 2020 g.) [Innovative implementations in the field of technical sciences. Collection of scientific papers according to the results of the 5<sup>th</sup> international scientific-practical conf. (Moscow, January 25<sup>th</sup>, 2020). NN: Areal Publ., 2020, pp. 10–16 (in Russ.).
2. Braband Y. Shebe Kh. Collective risk, individual risk and their dependence on time. Nadezhnost'. 2011. No 4, pp. 69–77 (in Russ.).
3. GOST R 53387-2009. (ISO/TS 14798:2006). Lifty, eskalatory i passazhirskiye konveyery. Metodologiya analiza i snizheniya riska [Elevators, escalators and passenger conveyors. Methodology of analysis and risk reduction]. Moscow: Izd-vo Standartinform Publ., 2010. 37 p.
4. O primeneniі risk-oriyentirovannogo podkhoda pri organizatsii otдел'nykh vidov gosudarstvennogo kontrolya (nadzora) i vnesenii izmeneniy v nekotoryye akty pravitel'stva Rossiyskoy Federatsii [The application of a risk-based approach when organizing certain types of state control (supervision) and amending some acts of the government of the Russian Federation]: postanovleniye pravitel'stva RF ot 17.08.2016 g. No 806: (redaktsiya ot 20.03.2021). – Dostup iz sprav.-pravovoy sistemy Konsul'tantPlyus. – Tekst: elektronnyy.
5. O promyshlennoy bezopasnosti opasnykh proizvodstvennykh ob'yektov [Industrial safety of hazardous production facilities]: federal'nyy zakon ot 21.07.1997 No 116-FZ: (redaktsiya ot 08.12.2020). – Dostup iz sprav.-pravovoy sistemy Konsul'tantPlyus. – Tekst: elektronnyy.
6. Kosterev V.V. Nadezhnost' tekhnicheskikh sistem i upravleniye riskom [Reliability of technical systems and risk management]: uchebnoye posobiye. Moscow: MIFI Publ., 2008. 280 p.
7. Roeser S. Handbook of Risk Theory. Epistemology, decision theory, ethics, and social Implications of risk / S. Roe-ser, R. Hillerbrand, M. Peterson. (v. 1–2): Springer New-York, 2012. – 1165 p.
8. Yelantsev V.V. Increasing the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Resource management mechanisms. Voprosy sovremennykh tekhnicheskikh nauk: svezhiy vzglyad i novyye resheniya. Sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-prakt. konf. No 7 (Ekaterinburg, 11 marta 2020 g.) [Issues of modern technical sciences: a fresh look and new solutions. Collection of scientific works on the results of the international scientific-practical conf. No. 7 (Yekaterinburg, March 11, 2020)]: NN: Izd-vo Areal Publ., 2020, pp. 19–26 (in Russ.).
9. Ob utverzhdenii federal'nykh norm i pravil v oblasti promyshlennoy bezopasnosti «Pravila bezopasnosti eskalatorov v metropolitenaKH» [approval of federal norms and rules in the field of industrial safety “Safety rules for escalators in underground”]: prikaz Rostekhnadzora ot 03.12.2020 No 488: (redaktsiya ot 23.12.2020). – Dostup iz sprav.-pravovoy sistemy Konsul'tantPlyus. – Tekst: elektronnyy.
10. Popov V.A., Yelantsev V.V. Increasing the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Predicting the technical condition of the escalator. Voprosy sovremennykh tekhnicheskikh nauk: svezhiy vzglyad i novyye resheniya. Sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-prakt. konf. No 7 (Sankt-Peterburg, 10-12 noyabrya 2020 g.) [Issues of modern technical sciences: a fresh look and new solutions. Collection of scientific works on the results of the international scientific-practical conf. No. 7 (Saint Petersburg, November 10–12, 2020)]. SPb.: Izd-vo FGBOU VO PGUPS Publ., 2020, pp. 19–26 (in Russ.).
11. Yelantsev V.V. Increasing the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Forecasting algorithm. Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy. 2021. No 2, pp. 32–41 (in Russ.).
12. Zamyshlyayev A.M. Avtomatizatsiya protsessov kompleksnogo upravleniya tekhnicheskim sodержaniyem infrastruktury zheleznodorozhnogo transporta: dis. ... dok, tekhn. nauk [Automation of integrated management of the technical maintenance of railway infrastructure: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Moscow, 2013. 340 p.
13. Gapanovich V.A., Shubinskiy I.B., Zamyshlyayev A.M. Construction and use of risk matrices in the system of risk management in railway transport. Nadezhnost', 2011. No 4, pp. 56–68 (in Russ.).
14. Gapanovich V.A., Shubinskiy I.B., Zamyshlyayev A.M. Mathematical and information support of the URRAN system (resource management, risk management and reliability analysis). Nadezhnost', 2013. No 1, pp. 3–11 (in Russ.).

## INCREASING THE EFFICIENCY AND SAFETY OF OPERATION OF UNDERGROUND TUNNEL ESCALATORS. MANAGEMENT OF RISKS

PhD in Engineering **V.A. Popov, V.V. Yelantsev**  
Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, Saint Petersburg, Russia  
ew3012@gmail.com

*The purpose of the article is to find mechanisms for ranking and arbitrating needs (a set of technical actions) sufficient to ensure the required level of reliability and safety of transportation of increasing passenger traffic. The object of the research is the escalator facilities, and the subject is the system of maintenance and repair. Scientific novelty is the use of information technologies containing a combination of mathematical tools that implement the necessary functionality for the digital transformation of the system of maintenance and repair of the escalator facilities of the underground. At the beginning of the article, the object of application, the goal and objectives of the concept of digital transformation, its architecture and functions, as well as implementation features are described. Further, the work focuses on maintaining the reliability and safety of transportation of passenger traffic as the main functions of the concept. Then there are presented the situations of risk (events) and a generalized model of their formation, revealing the cause-and-effect complex. After that, the tasks and the risk management process itself are shown. These are based on determining the magnitude of risk, which initial data are extracted from the information space containing electronic documents, including data on work (technical impacts), and the result is correlated with various scales. In addition, the mathematical apparatus of risk management includes matrices, which are used by decision support strategies. The mathematical apparatus described in the work implements a mechanism for ranking and arbitrating needs (a set of technical actions), which, in turn, is an integral part of the methodology for increasing the durability, reliability and safety of operation of escalators and associated infrastructure. The presented concept allows, in case of a shortage of resources, to form a complex of impacts for the most problematic elements, and to transfer the operation of escalator elements and related infrastructure facilities to a system according to the state that contributes to a reasonable increase in the assigned service life while maintaining sufficient safety levels. In conclusion, the expected practical results of the implementation of the concept are presented.*

**Keywords:** escalator, risk management, digital transformation, resource approach, technical condition, technical impact.

**Cite as:** Popov V.A., Yelantsev V.V. Increasing the efficiency and safety of operation of underground tunnel escalators. Management of risks. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 10–22 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-10-22

# МЕТОД РАСЧЕТА ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ МАСШТАБНЫХ МОДЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ ПОДОБИЕ ПРОТЕКАЮЩИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ

д.т.н. Жилейкин М.М., Журкин М.М.

ФГБОУ ВО «Московский государственный университет им. Н.Э. Баумана», Москва, Россия  
jileykin\_m@mail.ru, mimizhur@gmail.com

*В современных условиях при проектировании новых моделей автомобилей возникает потребность проверки тех или иных решений по формированию технического облика не только методами имитационного моделирования, но и на реальных образцах. Натурные дорожные испытания автомобилей позволяют сохранять при эксперименте полное динамическое подобие, но их проведение возможно лишь после изготовления опытного образца автомобиля, требующего очень больших материальных затрат. Одним из путей решения этой проблемы является создание моделей, представляющих собой уменьшенную копию проектируемого транспортного средства. Основные затруднения, которые встречает экспериментатор при испытании масштабной модели автомобиля, заключаются в необходимости точного воспроизведения условий, имеющих место при движении в реальных дорожных условиях. Целью данной работы является нахождение связи между параметрами реального автомобиля и масштабной модели для экспериментальной отработки алгоритмов работы системы динамической стабилизации колесного транспортного средства. На основе теории подобия предложен метод расчета технических характеристик и параметров движения масштабных моделей для реальных полномасштабных колесных машин при обеспечении подобия протекающих процессов для масштабных моделей и для реальных машин. Получены основные зависимости для масштабных коэффициентов для силовых, кинематических и размерных факторов. Методами имитационного моделирования движения масштабной модели и полномасштабной колесной машины подтверждено подобие протекающих в них процессов.*

**Ключевые слова:** масштабная модель, константы подобия, подобие движения.

**Для цитирования:** Жилейкин М.М., Журкин М.М. Метод расчета технических характеристик и параметров движения масштабных моделей колесных машин, обеспечивающий подобие протекающих процессов при испытаниях // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 23–30. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-23-30

## Введение

В современных условиях при проектировании новых моделей автомобилей возникает потребность проверки тех или иных решений по формированию технического облика не только методами имитационного моделирования, но и на реальных образцах. Натурные дорожные испытания автомобилей позволяют сохранять при эксперименте полное динамическое подобие, но их проведение возможно лишь после изготовления опытного образца автомобиля, требующего очень больших материальных затрат. Кроме того, при натурных испытаниях затруднено, а часто вообще невозможно исследование многочисленных вариан-

тов исполнений различных элементов автомобиля [1, 2].

Одним из путей решения этой проблемы является создание моделей, представляющих собой уменьшенную копию проектируемого транспортного средства. Основные затруднения, которые встречает экспериментатор при испытании масштабной модели автомобиля, заключаются в необходимости точного воспроизведения условий, имеющих место при движении в реальных дорожных условиях. Достоверность полученных результатов в основном определяется соблюдением критериев подобия [3, 4]. Подобные методы нашли свое применение в кораблестроении и авиации.

Основой натурального моделирования является рассмотрение физически подобных явлений и перенос полученных в эксперименте с моделью результатов на натуру. Основанием для такого переноса является механическое подобие физических явлений, которое складывается из подобия расстояний и координат (геометрическое подобие), скоростей (кинематическое подобие), сил (динамическое подобие) и инерционных характеристик (механическое подобие). В настоящее время теория подобия применительно к автомобилям нашла свое практическое применение, пожалуй, только в аэродинамике [5]. Однако и в вопросах, связанных с исследованием проходимости, управляемости и устойчивости колесных транспортных средств проведение экспериментальных исследований на моделях также является актуальной задачей [6–13]. Целью данной работы является нахождение связи между параметрами реального автомобиля и масштабной модели для экспериментальной отработки алгоритмов работы системы динамической стабилизации колесного транспортного средства.

#### **Вывод основных констант подобия**

Для решения поставленной задачи рассмотрим константы подобия, представляющие собой отношение параметра для реального автомобиля (в дальнейшем изложении будем для таких параметров использовать индекс «о») и этого же параметра для масштабной модели (будем для таких параметров использовать индекс «м»).

$C_l = \frac{l_M}{l_0}$  – константа подобия по линейным размерам  $l$ ;

$C_v = \frac{v_M}{v_0}$  – константа подобия по линейным скоростям  $v$ ;

$C_F = \frac{F_M}{F_0}$  – константа подобия по силам  $F$ ;

$C_M = \frac{M_M}{M_0}$  – константа подобия по массам;

$C_G = \frac{G_M}{G_0}$  – константа подобия по силе веса  $G$ ;

$C_\omega = \frac{\omega_M}{\omega_0}$  – константа подобия по угловым скоростям  $\omega$ ;

$C_j = \frac{j_M}{j_0}$  – константа подобия по линейным ускорениям  $j$ ;

$C_\varepsilon = \frac{\varepsilon_M}{\varepsilon_0}$  – константа подобия по угловым ускорениям  $\varepsilon$ ;

$C_\Theta = \frac{\Theta_M}{\Theta_0}$  – константа подобия по углам поворота управляемых колес  $\Theta$ ;

$C_N = \frac{N_M}{N_0}$  – константа подобия по мощности  $N$ ;

$C_S = \frac{S_M}{S_0}$  – константа подобия по площади  $S$ ;

$C_{K_y} = \frac{K_{yM}}{K_{y0}}$  – константа подобия по коэффициенту сопротивления  $K_y$  боковому уводу шины;

$C_\delta = \frac{\delta_M}{\delta_0}$  – константа подобия по углу бокового увода  $\delta$  шины;

$C_c = \frac{c_M}{c_0}$  – константа подобия по коэффициенту жесткости  $c$ ;

$C_{k_d} = \frac{k_{dM}}{k_{d0}}$  – константа подобия по коэффициенту демпфирования  $k_d$ ;

$C_q = \frac{q_M}{q_0}$  – константа подобия по величине давления  $q$ ;

$C_\phi = \frac{\phi_M}{\phi_0}$  – константа подобия по коэффициенту сцепления  $\phi$  шины с опорной поверхностью;

$C_f = \frac{f_M}{f_0}$  – константа подобия по коэффициенту сопротивления качению  $f$  шины;

$C_R = \frac{R_M}{R_0}$  – константа подобия по радиусу поворота  $R$ .

(1)

Пусть центр масс  $C_0$  реального объекта движется относительно неподвижной системы координат  $OXYZ$  и в момент времени  $T$  имеет координаты  $X_{C_0}$ ,  $Y_{C_0}$ ,  $Z_{C_0}$ . Пусть теперь модель объекта движется относительно неподвижной системы координат  $oxyz$  и в момент времени  $t$  ее центр масс  $C_m$  имеет координаты  $x_{C_m}$ ,  $y_{C_m}$ ,  $z_{C_m}$ . Между моментами времени  $T$  и  $t$  можно установить зависимость  $t = f(T)$ . Движение объекта и модели кинематически подобны, если зависимость между соответствующими моментами времени  $T$  и  $t$  имеет вид:

$$t - t_0 = \tau(T - T_0),$$

где  $\tau$  – постоянная,  $t_0, T_0$  – начальные моменты времени.

Основой подобия траекторий движения центров масс объекта и модели является то, что два радиус вектора  $OC_0$  и  $oc_m$  в моменты времени  $T$  и  $t$  одинаково ориентированы относительно осей своих систем координат. Дуги траекторий точек  $C_0$  и  $c_m$  подобны, длины этих дуг  $L$  и  $l$  находятся в соотношении  $C_l = \frac{l}{L}$ . Соотношение для константы подобия  $C_R$  по радиусу поворота  $R$  получим на примере уравнения окружности.

$$X_{C_0}^2 + Y_{C_0}^2 = R_0^2;$$

$$x_{C_M}^2 + y_{C_M}^2 = R_M^2 = C_l^2 (X_{C_0}^2 + Y_{C_0}^2) = C_l^2 R_0^2;$$

$$C_R = \frac{R_M}{R_0} = C_l.$$

Рассмотрим две кинематически подобные материальные системы и допустим, что массы объекта  $M_0$  и модели  $M_M$  находятся в постоянном отношении  $C_M = \frac{M_M}{M_0}$ .

Пусть  $F_0$  и  $F_M$  – силы, действующие на объект и модель соответственно в моменты времени  $T$  и  $t$ . Пусть  $j_0$  и  $j_M$  – ускорения центра масс объекта и модели. Тогда  $F_0 = M_0 j_0$ ,

$$F_M = M_M j_M. \text{ Для подобных систем } \frac{F_M}{F_0} = \text{const.}$$

$$\frac{F_M}{F_0} = \frac{M_M j_M}{M_0 j_0} = \frac{C_M C_l}{\tau^2} = C_F. \quad (2)$$

Соотношение (2) получено И. Ньютоном и является фундаментальным для теории подобия в механике. Оно показывает, что три из четырех констант подобия  $C_M, C_l, C_F, \tau$  могут быть выбраны произвольно, но четвертое будет определяться зависимостью (2).

Допустим, мы имеем модель, имеющую константу подобия по линейным размерам  $C_l$ . Тогда отношение площадей будет  $C_l^2$ , а отношение объемов будет  $C_l^3$ . Если предположить, что как в модели, так и в объекте плотность материалов одинакова, то отношение  $C_M = C_l^3$ , и таким же будет соотношение сил тяжести для объекта и модели. Следовательно,  $C_F = C_l^3$ . Отсюда из соотношения Ньютона (2)

$$\tau = \sqrt{C_l}. \quad (3)$$

$$\text{Так как } x = C_l X, y = C_l Y, z = C_l Z, dt = \tau dT, \text{ то} \\ v_M = \frac{C_l}{\tau} v_0; j_M = \frac{C_l}{\tau^2} j_0, \quad (4)$$

где  $v_M, v_0$  – линейные скорости центров масс модели и объекта соответственно.

С учетом (3) и (4) можно записать  $C_v = \sqrt{C_l}$ ,  $C_j = 1$ . Так как  $\omega = \frac{v}{R}$ , то

$$C_\omega = \frac{v_M}{v_0} \frac{R_0}{R_M} = \frac{\sqrt{C_l}}{C_l} = \frac{1}{\sqrt{C_l}}; C_\varepsilon = C_\omega \frac{1}{\tau} = \frac{1}{C_l}.$$

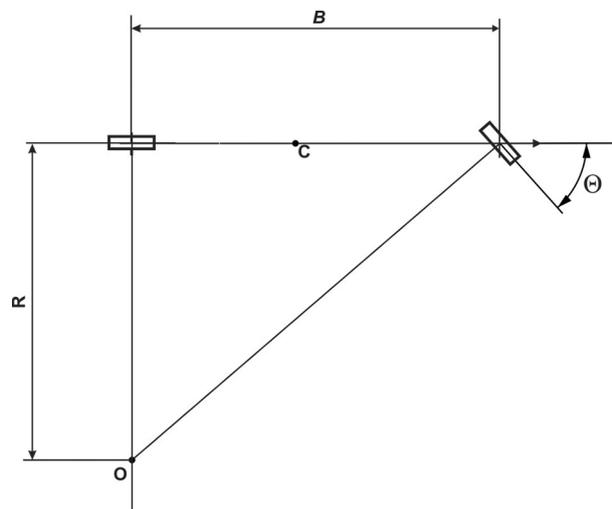
Подобие по величине давления

$$C_F = C_l^3 = \frac{q_M S_M}{q_0 S_0} = \frac{q_M}{q_0} C_l^2 \rightarrow C_q = C_l.$$

где  $q_M, q_0$  – давление в модели и в объекте соответственно;  $S_M, S_0$  – площади в модели и в объекте соответственно.

Подобие по коэффициенту жесткости  $C_C = \frac{C_F}{C_l} = C_l^2$ , по коэффициенту демпфирования  $C_{кд} = \frac{C_F}{C_v} = \frac{C_l^3}{\sqrt{C_l}} = C_l^{2.5}$ . Подобие по мощности  $C_N = C_F C_v = C_l^3 \sqrt{C_l} = C_l^{3.5}$ .

Для двухосной колесной машины (рассмотрим велосипедную схему), совершающей плоскопараллельное движение, схема поворота представлена на рис. 1.



**Рис. 1. Схема поворота двухосной колесной машины:**  $O$  – центр поворота;  $R$  – радиус поворота;  $C$  – центр масс машины;  $B$  – колесная база;  $\Theta$  – средний угол поворота управляемых колес

*Fig. 1. Turning scheme of a two-axle wheeled vehicle:*  $O$  – center of rotation;  $R$  – turning radius;  $C$  – center of mass of vehicle;  $B$  – wheelbase;  $\Theta$  – average angle of rotation of the steered wheels

Средний угол поворота управляемых колес  $\Theta = B/R$ . Подобие по углу поворота управляемых колес  $C_{\Theta} = \frac{C_l}{C_j} = 1$ .

Для определения соотношения между сцепными свойствами шин объекта и модели запишем выражение для продольной реакции  $R_x$  в пятне контакта

$$R_x = \varphi P_N,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления;  $P_N$  – нормальная реакция в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Тогда для констант подобия:

$$C_F = C_{\varphi} C_F \rightarrow C_{\varphi} = 1. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  от величины скольжения  $s$  (так называемая диаграмма « $\varphi$ - $s$ ») для объекта и модели должна быть полностью идентична на одной и той же опорной поверхности.

Аналогично для силы сопротивления качению  $P_f$  можно записать:

$$P_f = f P_N,$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению.

Тогда константа подобия  $C_f = 1$ .

Запишем выражение для поперечной реакции  $R_y$  в пятне контакта

$$R_y = K_y \delta,$$

где  $K_y$  – коэффициент сопротивления боковому уводу шины;  $\delta$  – угол бокового увода.

Тогда для констант подобия:

$$C_F = C_{K_y} C_{\delta} \rightarrow C_F = C_{K_y}.$$

Разработанный метод нахождения констант подобия позволяет определить не только массогабаритные параметры модели, но и режимы ее движения при испытаниях, обеспечивающие подобие протекающих в модели и объекте физических процессов, что позволяет перенести полученные в эксперименте с моделью результаты на реальный объект.

### Применение констант подобия в математической модели

Для проверки работоспособности полученных констант подобия следует провести виртуальные испытания полномасштабной модели и масштабной копии. В процессе моделирования движения возможно определить максимально возможную скорость движения по дуге заданного радиуса. Для данного моделирования необходимо задать исходные данные для полномасштабной модели и вычислить, посредством масштабных коэффициентов, параметры масштабной модели. За основу был взят автомобиль, представленный на рис. 2.

В таблице 1 представлены краткие технические характеристики полномасштабной модели автомобиля и масштабной копии с учетом констант подобия. Константу подобия по линейным размерам  $C_l$  примем равной  $C_l = 0,108$ .

### Результат моделирования движения

Проверка работоспособности предложенной методики формирования технических характеристик эквивалентных масштабных моделей для полномасштабных автомобилей проводилась методами имитационного моделирования. Особенности математической

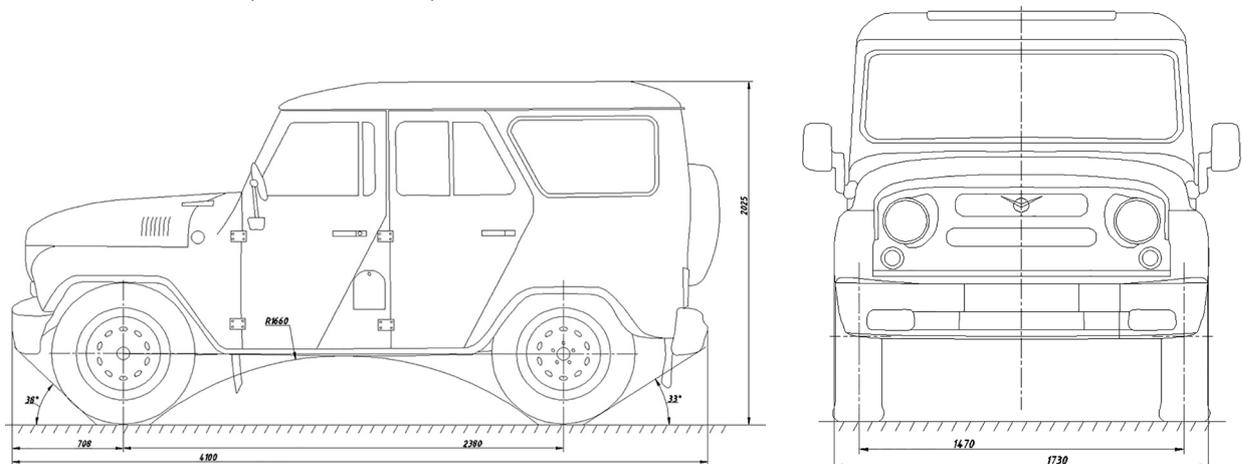


Рис. 2. Изображение полномасштабной модели

Fig. 2. Full-scale model image

Таблица 1

Краткие технические характеристики полномасштабной модели автомобиля и масштабной копии

Table 1. Brief technical characteristics of a full-scale vehicle model and a scale copy

Параметр	Полномасштабная модель	Масштабная модель
Масса, кг	3000	3,78
База, м	2,380	0,257
Колея, м	1,442	0,155
Скорость движения	$v_0$	$0,328v_0$
Ускорение	$j_0$	$j_0$
Угловая скорость	$\omega_0$	$3,042\omega_0$
Угловое ускорение	$\varepsilon_0$	$9,259\varepsilon_0$
Средний угол поворота управляемых колес	$\Theta_0$	$\Theta_0$
Радиус поворота, м	33	3,56
Жесткость упругих элементов подвески	$c_0$	$c_0 0,011$
Коэффициент демпфирования подвески	$k_{д0}$	$0,00125k_{д0}$
Момент инерции $I_x$ , кг·м <sup>2</sup>	3000	0,044
Момент инерции $I_y$ , кг·м <sup>2</sup>	7625	0,111
Момент инерции $I_z$ , кг·м <sup>2</sup>	10000	0,146
Ширина коридора поворота, м	6	0,64

модели движения приведены в работах [14–20]. В процессе моделирования движения задавалась начальная поступательная скорость. После преодоления дистанции в 55 метров для полномасштабной модели и 12 метров для масштабной модели автомобиля достигали точки начала выполнения маневра. Красной линии соответствует траектория движения центра масс автомобилей. Скорости подбирались таким образом, чтобы траектории движения совпали (с учетом соблюдения масштабных зависимостей) при условии возникновения заноса. На рис. 3 изображено движение модели полномасштабного автомобиля при входе в поворот на скорости 63,9 км/ч. На рисунке 4 изображено движение модели масштабной копии автомобиля при входе в поворот на скорости 20,86 км/ч. Для наглядности масштаба дуги визуальный размер автомобиля в анимации не изменен.

Из рис. 3 и 4 видно, что траектории движения полномасштабной модели и ее масштабной копии совпадают и касаются границ дуги в двух точках. При этом автомобиль движется в заносе. С учетом константы подобия по ли-

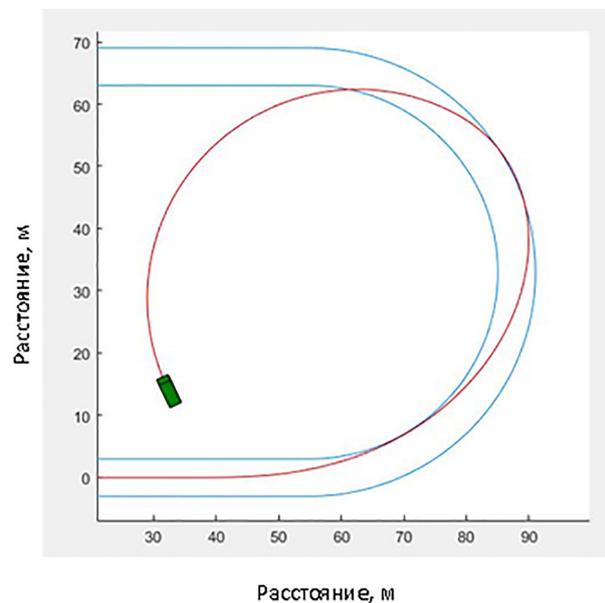
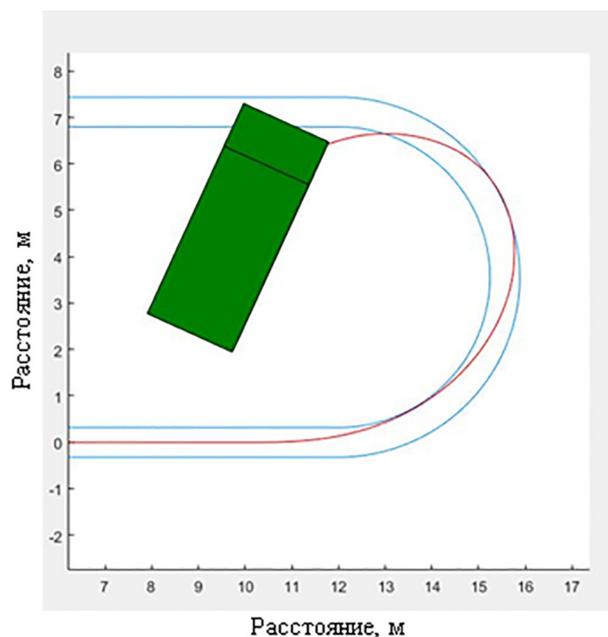


Рис. 3. Движение полноразмерного автомобиля при входе в поворот на скорости 63,9 км/ч

Fig. 3. The movement of a full-size vehicle when entering a turn at a speed of 63,9 km/h

нейной скорости, равной 0,328, ожидаемая скорость масштабной модели будет составлять 20,95 км/ч, при скорости движения полнораз-



**Рис. 4.** Движение масштабной модели автомобиля при входе в поворот на скорости 20,85 км/ч

*Fig. 4.* The movement of a scale model of a vehicle when entering a turn at a speed of 20,85 km/h

мерной модели в 63,9 км/ч. Отсюда следует, что ожидаемая скорость не совпала со скоростью масштабной модели на 0,5 %. Таким образом, можно утверждать, что масштабная теория работоспособна, а зависимости констант подобия определены верно.

### **Выводы**

1. На основе теории подобия предложен метод расчета технических характеристик и параметров движения масштабных моделей для реальных полномасштабных колесных машин при обеспечении подобия протекающих процессов для масштабных моделей и для реальных машин.

2. Получены основные зависимости для масштабных коэффициентов для силовых, кинематических и размерных факторов.

3. Методами имитационного моделирования движения масштабной модели и полномасштабной колесной машины подтверждено подобие протекающих в них процессов.

### **Литература**

1. Kotiev G.O., Diakov A.S. Advanced development and testing of off-road vehicle // DEStech Transactions on COMPUTER SCIENCE and ENGINEERING. 2017 2nd International Conference on Computer, Mechatronics and Electronic Engineering

(CMEE 2017) pp. 464–467. ISBN: 978-1-60595-532-2. DOI: 10.12783/dtcese/cmee2017/20021

2. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., Dyakov A.S. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. V. 12. No 4. P. 1064–1071.
3. Жилейкин М.М., Ягубова Е.В., Чижов Д.А. Обоснование применимости масштабных моделей для экспериментального исследования параметров движения колесной машины на деформируемых грунтах. Известия ВУЗов. Машиностроение. Экспериментальное исследование эффективности стабилизации движения трактора при работе на склоне в режиме вспашки на масштабных моделях Известия ВУЗов. Машиностроение, 3 (660), 2015, С. 18–26.
4. Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля. Москва, «Машиностроение», 1973, 224 с.
5. Zhileykin M. and Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles. Published 1 April 2020 • Published under licence by IOP Publishing Ltd IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 820, Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019 1–2 October 2019, Moscow, Russian Federation DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012008
6. Zhileykin M. and Eranosyan A. Improving Stability and Controllability of Two-Axial Vehicles with a Connectable Front Axle by Redistributing Torque between the Axles (2018) BMSTU Journal of Mechanical Engineering, 4 (697), pp. 35–41.
7. Diez D.R., Velenis E., Tavernini D., Smith E.N., Siampis E., Soltani A. Front/Rear Axle Torque Vectoring Control for Electric Vehicles (2019) Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 141.
8. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI.
9. Osborn R.P. Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
10. Wu Z., Xie B., Chi R., Du Y., Mao E. Active modulation of torque distribution for dual-motor front-and rear-axle drive type electric vehicle based on slip ratio (2018) Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 34 (15), pp. 66–76.

11. Zhao B., Xu N., Chen H., Guo K., Huang Y. Stability control of electric vehicles with in-wheel motors by considering tire slip energy (2019) *Mechanical Systems and Signal Processing*, 118, pp. 340–359.
12. Xu W., Chen H., Zhao H., Ren B. Torque optimization control for electric vehicles with four in-wheel motors equipped with regenerative braking system (2019) *Mechatronics*, 57, pp. 95–108.
13. Song Y., Shu H., Chen X., Luo S. Direct-yaw-moment control of four-wheel-drive electrical vehicle based on lateral tyre-road forces and sideslip angle observer (2019) *IET Intelligent Transport Systems*, 13 (2), pp. 356–366.
14. Zhao X., Guo G. Braking torque distribution for hybrid electric vehicles based on nonlinear disturbance observer (2019) *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*.
15. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Miroshnichenko A.V. 848 wheeled vehicle modeling in a multi-body dynamics simulation software (2015) *Procedia Engineering*, 129, pp. 300–307.
16. Keller A.V., Gorelov V.A., Vdovin D.S., Taranenko P.A., Anchukov V.V. Mathematical model of all-terrain truck (2015) *Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015*, pp. 1285–1296.
17. Gorelov V.A., Komissarov A.I. Mathematical model of the straight-line rolling tire – Rigid terrain irregularities interaction (2016) *Procedia Engineering*, 150, pp. 1322–1328.
18. Vol'skaya N.S., Zhileykin M.M., Zakharov A.Y. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base (2018) *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 315 (1), article № 012028.
19. Wong J.Y. *Theory of Ground Vehicles* / J.Y. Wong. – New York: Wiley IEEE, 2001. – 560 p.
1. Kotiev G.O., Diakov A.S. Advanced development and testing of off-road vehicle // *DESTech Transactions on COMPUTER SCIENCE and ENGINEERING. 2017 2nd International Conference on Computer, Mechatronics and Electronic Engineering (CMEE 2017)* pp. 464–467. ISBN: 978-1-60595-532-2. DOI: 10.12783/dtsc/cmee2017/20021
2. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., Dyakov A.S. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017. V. 12. No 4. P. 1064–1071.
3. Zhileykin M.M., Yagubova YE.V., Chizhov D.A. Justification of the applicability of scale models for the experimental study of the parameters of the movement of a wheeled vehicle on deformable soils. Experimental study of the effectiveness of stabilization of tractor movement when working on a slope in plowing mode on large-scale models. *Izvestiya VUZov. Mashinostroyeniye*, 3 (660), 2015, pp. 18–26 (in Russ.).
4. Mikhaylovskiy E.V. *Aerodinamika avtomobilya* [Automobile aerodynamics]. Moscow, «Mashinostroyeniye», 1973, 224 p.
5. Zhileykin M. and Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles. Published 1 April 2020 • Published under licence by IOP Publishing Ltd *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Volume 820, Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019 1–2 October 2019, Moscow, Russian Federation DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012008
6. Zhileykin M. and Eranosyan A. Improving Stability and Controllability of Two-Axial Vehicles with a Connectable Front Axle by Redistributing Torque between the Axles (2018) *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 4 (697), pp. 35–41 (in Russ.).
7. Diez D.R., Velenis E., Tavernini D., Smith E.N., Siampis E., Soltani A. Front/Rear Axle Torque Vectoring Control for Electric Vehicles (2019) *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 141.
8. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in *World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009*, SAE, Inc.: Detroit, MI.
9. Osborn R.P. Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
10. Wu Z., Xie B., Chi R., Du Y., Mao E. Active modulation of torque distribution for dual-motor front-and rear-axle drive type electric vehicle based on slip ratio (2018) *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 34 (15), pp. 66–76.
11. Zhao B., Xu N., Chen H., Guo K., Huang Y. Stability control of electric vehicles with in-wheel motors by considering tire slip energy (2019) *Mechanical Systems and Signal Processing*, 118, pp. 340–359.
12. Xu W., Chen H., Zhao H., Ren B. Torque optimization control for electric vehicles with four in-wheel

- motors equipped with regenerative braking system (2019) *Mechatronics*, 57, pp. 95–108.
13. Song Y., Shu H., Chen X., Luo S. Direct-yaw-moment control of four-wheel-drive electrical vehicle based on lateral tyre-road forces and sideslip angle observer (2019) *IET Intelligent Transport Systems*, 13 (2), pp. 356–366.
  14. Zhao X., Guo G. Braking torque distribution for hybrid electric vehicles based on nonlinear disturbance observer (2019) *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*.
  15. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Mirosnichenko A.V. 8Ч8 wheeled vehicle modeling in a multi-body dynamics simulation software (2015) *Procedia Engineering*, 129, pp. 300–307.
  16. Keller A.V., Gorelov V.A., Vdovin D.S., Taranenko P.A., Anchukov V.V. Mathematical model of all-terrain truck (2015) *Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015*, pp. 1285–1296.
  17. Gorelov V.A., Komissarov A.I. Mathematical model of the straight-line rolling tire – Rigid terrain irregularities interaction (2016) *Procedia Engineering*, 150, pp. 1322–1328.
  18. Vol'skaya N.S., Zhileykin M.M., Zakharov A.Y. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base (2018) *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 315 (1), article No 012028.
  19. Wong J.Y. *Theory of Ground Vehicles* / J.Y. Wong. – New York: Wiley IEEE, 2001. – 560 p.

## METHOD FOR CALCULATING TECHNICAL CHARACTERISTICS AND PARAMETERS OF MOVEMENT OF SCALE MODELS OF WHEELED VEHICLES, ENSURING THE SIMILARITY OF THE PROCESSES DURING TESTING

DSc in Engineering **M.M. Zhileykin, M.M. Zhurkin**  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia  
jileykin\_m@mail.ru, mimizhur@gmail.com

*Nowadays, when designing new vehicle models, there is a need to test certain solutions for the formation of a technical appearance both by simulation methods and on production samples. Full-scale road tests of vehicles make it possible to maintain full dynamic similarity during the experiment, but they can be carried out only after manufacturing of a vehicle prototype, which requires a lot of material costs. One of the ways to solve this problem is to create models that are a reduced copy of the designed vehicle. The main difficulty that appears when testing a scale model of vehicle is the need to accurately reproduce the conditions that occur when driving in real road conditions. The purpose of this paper is to find a relationship between the parameters of a production vehicle and a scale model for experimental development of algorithms for the dynamic stabilization of a wheeled vehicle. A method for calculating the technical characteristics and motion parameters of scale models for real full-scale wheeled vehicles while ensuring the similarity of the ongoing processes for scale models and for production vehicles is proposed on the basis of the theory of similarity. The main dependences for scale factors for force, kinematic and dimensional factors are obtained. The similarity of the occurring processes was confirmed by the methods of simulation modeling of the movement of a scale model and a full-scale wheeled vehicle.*

**Keywords:** scale model, similarity constants, similarity of motion.

**Cite as:** Zhileykin M.M., Zhurkin M.M. Method for calculating technical characteristics and parameters of movement of scale models of wheeled vehicles, ensuring the similarity of the processes during testing. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 23–30 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-23-30

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕРОВ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ТОЧНОСТЬ МОДЕЛИРОВАНИЯ КЛЕЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ В АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Лю И, д.т.н. Зузов В.Н.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

liuyi941003@gmail.com

В данной статье изучено влияние размеров конечных элементов на точность моделирования клеевого соединения в автомобильных конструкциях с использованием программного комплекса LS-Dyna. Моделирование осуществлялось при квазистатическом нагружении для клеевого соединения «внахлест». Оценивались свойства и разрушение клеевого материала по направлению сдвига. Характеристики клеевого слоя получены из экспериментов при использовании гидропресса и других устройств по международным стандартам ASTM 638-03 и DIN 54451-11. 1978 с разными скоростями раздвижки и толщинами клеевого слоя. Из экспериментов выявлено, что свойства клеевого материала сильно зависят от скорости деформации и толщины клеевого слоя, поэтому это необходимо было учитывать при моделировании. Для решения поставленной задачи было решено и оценено 12 вариантов конечно-элементных моделей, в том числе путем сравнения с результатами экспериментов для клеевого соединения «внахлест». В результате анализа напряженно-деформированных состояний моделей клеевого соединения при квазистатическом нагружении в программном комплексе LS-Dyna получены рекомендуемый размер и число слоев конечных элементов для моделирования клеевого соединения в автомобильных конструкциях. Рациональный размер граней объемного конечного элемента принят равным  $2 \times 2$  мм<sup>2</sup> с учетом погрешностей моделирования и затрат машинного времени для расчета применительно к многовариантным расчетам конструкций на стадии проектирования. Определено также рекомендуемое число слоев конечных элементов в конечно-элементной модели по толщине клеевого слоя, которые следует выбрать для высокоточного описания свойств склейки и обеспечения эффективности вычислений. При этом выявлено, что увеличение числа слоев конечных элементов незначительно повышает точность моделирования и существенно увеличивает требуемое машинное время для расчета.

**Ключевые слова:** LS-Dyna, конечно-элементная модель, напряженно-деформированное состояние, клеевое соединение, размер конечных элементов.

**Для цитирования:** Лю И, Зузов В.Н. Исследование влияния размеров конечных элементов на точность моделирования клеевого соединения в автомобильных конструкциях // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 31–41. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-31-41

## Введение

Создание конструкций автомобилей с оптимальными параметрами в настоящее время является важной задачей, которую следует решать на этапе проектирования транспортного средства [1]. Необходимо при этом гарантировать прочность и жесткость конструкции автомобиля в условиях всех внешних воздействий (включая удары), поглощение энергии и обеспечение жизненного пространства при авариях для людей.

Для решения подобных задач на этапе проектирования используется метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий получать результаты с высокой точностью и в конечном

итоге снижать стоимость и сроки проектирования. Однако чем подробнее сетка конечных элементов (КЭ), тем выше точность результатов, но и выше требуемое машинное время. Поэтому одним из важнейших вопросов является создание рациональных конечно-элементных моделей (КЭМ) с разумным количеством КЭ и их размерами, обеспечивающими получение требуемой точности решения при минимальных затратах машинного времени особенно для многовариантных решений [2].

Для облегчения конструкций все шире применяются разные материалы (сталь, алюминиевые сплавы, композиты), которые все чаще соединяются путем склеивания. При ис-

пользовании МКЭ для моделирования клеевых соединений на этапе проектирования имеется немало проблем, требующих решения.

КЭМ клеевых соединений могут быть созданы на базе балочных или оболочечных КЭ, но в балочных элементах трудно представить разрушение склеиваемого слоя, а также ни оболочечные, ни балочные элементы не позволяют в достаточной степени исследовать влияние анизотропии клеевого материала [3–5]. Поэтому для представления клеевого слоя при моделировании автомобиля используются объемные КЭ [6]. На рис. 1 зеленым цветом показано применяемое распределение клея в кузове автомобиля.

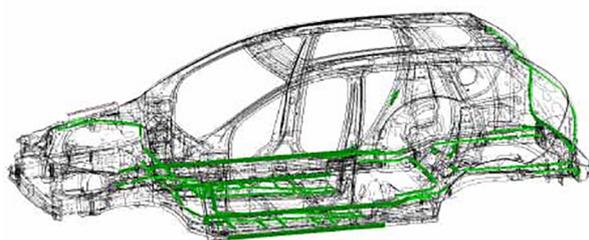


Рис. 1. Распределение конструкционного клея в кузове автомобиля

Fig. 1. Distribution of structural adhesive in the vehicle body

### Цель и задачи статьи

Целью данной работы является исследование влияния размеров КЭ на точность расчетов при квазистатическом нагружении применительно к автомобильным конструкциям.

Задачи работы заключаются в следующем:

- в разработке КЭМ клеевого соединения и оценке модели с позиций погрешности расчета с разными размерами КЭ по сравнению с экспериментом;
- в определении влияния размеров КЭ клеевого соединения на точность моделирования и затрат машинного времени при квазистатической нагрузке;
- в определении рационального размера КЭ клеевого соединения и количества слоев КЭ

по толщине клея, которые целесообразно применять при моделировании конструкций кузовов автомобилей.

### Определение свойств клеевого материала

Свойства клеевого материала DOW1482 определялись по стандарту ASTM 638-03.

В квазистатическом испытании для этого использовалась гидравлическая машина с сервоприводом, смещение образца измерялось экстензометром, при этом скорость нагружения составляла 0,125 мм/с. Образец для динамического эксперимента представляет собой стержень Гопкинсона. Устройство [9], на котором проводился эксперимент, показано на рис. 2.

Полученные из эксперимента механические характеристики клеевого материала при различных скоростях деформации [7] показаны в таблице 1.

Из анализа этих результатов видно, что свойства клеевого материала имеют значительную зависимость от скорости деформации. По мере увеличения скорости деформации кривая напряжения-деформации материала также возрастает.

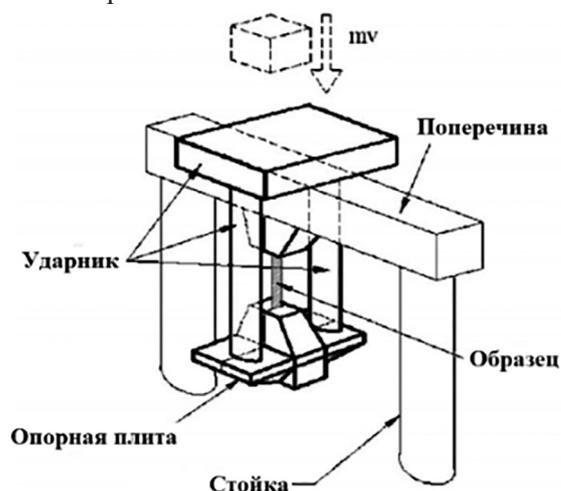


Рис. 2. Схема устройства для динамических экспериментов

Fig. 2. Diagram of a device for dynamic experiments

Таблица 1

### Механические характеристики клеевого материала при различных скоростях деформации

Table 1. Mechanical characteristics of the adhesive material at various deformation rates

Скорость деформации, м/с	Модуль Юнга, ГПа	Предел текучести, МПа	Коэффициент Пуассона	Модуль затвердевания, ГПа
0,00125	1,55	38	0,43	0,12
0,667	2,41	47		
2	6,46	67		

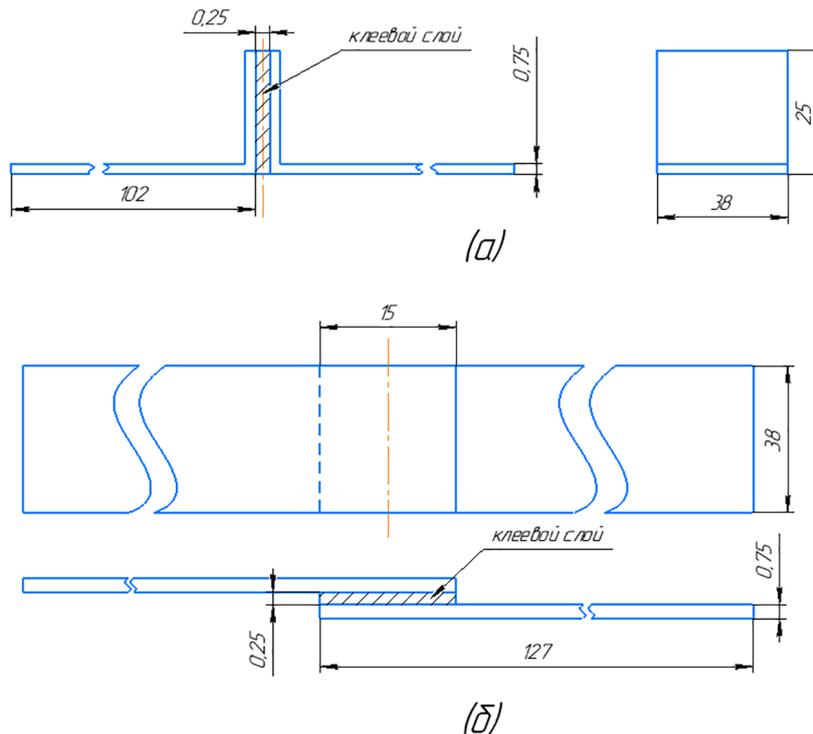


Рис. 3. Размер образца клеевого соединения

Fig. 3. Adhesive joint sample size

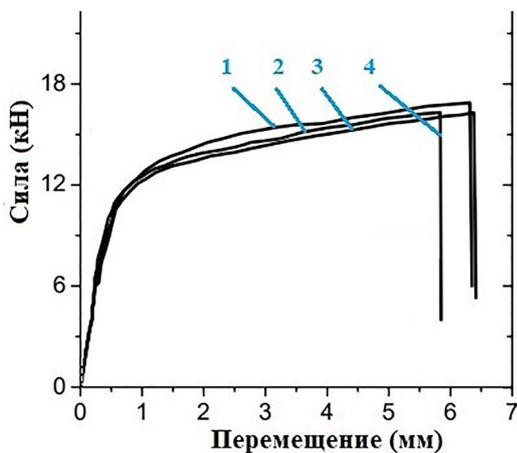


Рис. 4. Графики зависимости «сила–перемещение» для соединения «внахлест» при квазистатическом нагружении

Fig. 4. Force-displacement plots for an overlapped joint under quasi-static loading

### Экспериментальное и расчетное исследование при квазистатической нагрузке

Толщины стальных листов, используемых в автомобиле, находится в диапазоне 0,7–3 мм, а клеевого слоя – в диапазоне 0,25–3 мм [10]. Поэтому размер образца для квазистатического испытания должен соответствовать этим особенностям.

Проведены эксперименты при сдвиге для исследования разрушения клеевого материала в соединении «внахлест». Размер образца клеевого соединения показан на рис. 3.

Для обеспечения достоверности эксперимента было проведено четыре испытания, результаты которых показаны на рис. 4 [7].

На основе этого экспериментального образца было разработано несколько КЭМ клеевого соединения с разными по степени дискретизации сетками КЭ: модель (а) с размерами стороны КЭ 0,5 мм, (б) – 1 мм, (в) – 2 мм, (г) – 5 мм. Построенные модели показаны на рис. 5. Скорость движущего конца равна 1 мм/с.

Напряженно-деформированное состояние (НДС) клеевого слоя было получено и оценено после расчета в программном комплексе LS-Dyna (рис. 6).

Поскольку скорость растягивания при моделировании постоянна и равна 1 мм/с, то величина абсциссы на рис. 6 идентична величине абсциссы на рис. 4. В таблице 2 представлены средние значения погрешностей расчетных значений по сравнению с экспериментальными, а также затраты машинного времени на расчет каждой модели.

По сравнению с экспериментальными результатами (рис. 6) видно, что при квазистати-

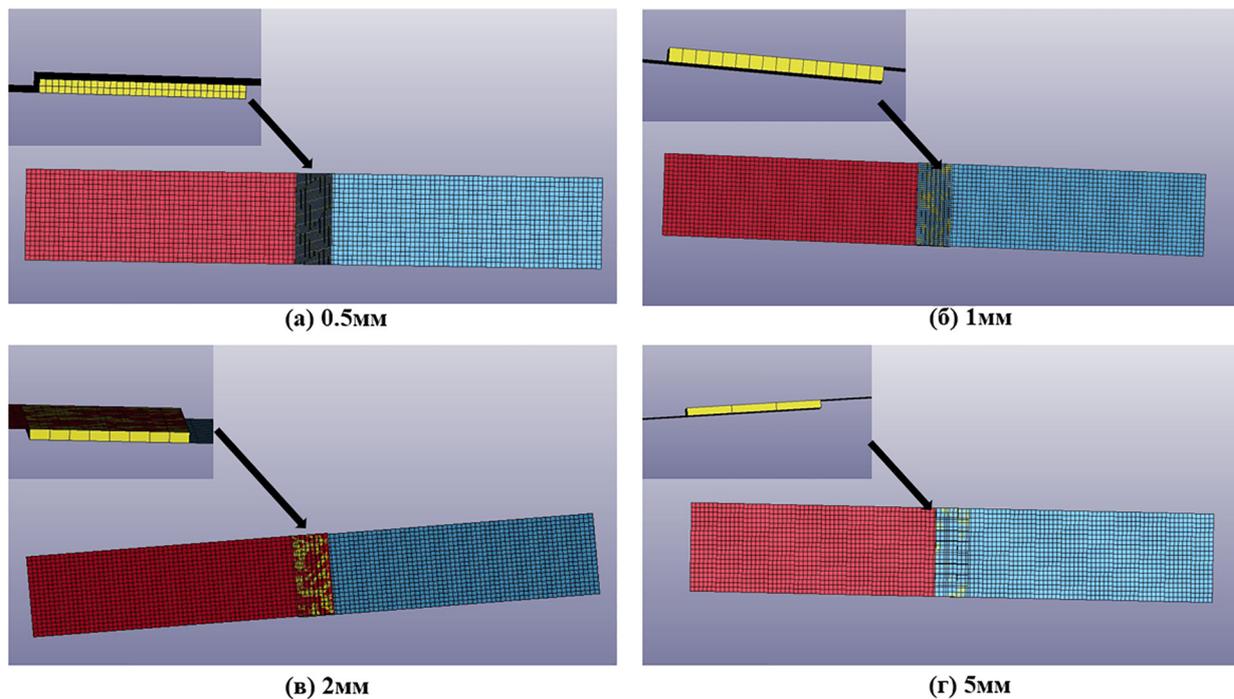


Рис. 5. Модели клеевого соединения с размерами стороны КЭ:  
 (а) – 0,5 мм, (б) – 1 мм, (в) – 2 мм, (г) – 5 мм

Fig. 5. Models of the adhesive joint with the dimensions of the side of FE:  
 (a) – 0,5 mm, (b) – 1 mm, (c) – 2 mm, (d) – 5 mm

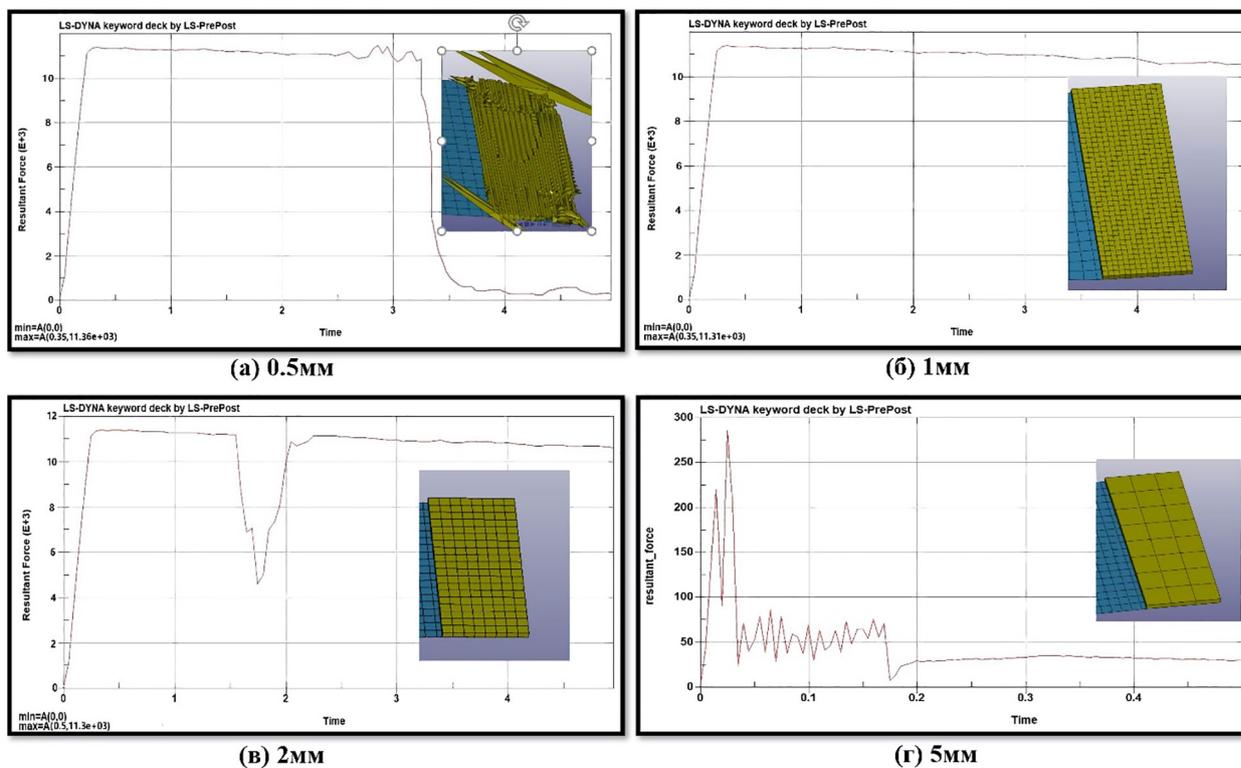


Рис. 6. Графики изменений силы сдвига по времени с размерами КЭ:  
 (а) – 0,5 мм, (б) – 1 мм, (в) – 2 мм, (г) – 5 мм

Fig. 6. Graphs of shear force changes over time with dimensions of FE:  
 (a) – 0,5 mm, (b) – 1 mm, (c) – 2 mm, (d) – 5 mm

Таблица 2

## Средняя погрешность моделирования и машинное время

Table 2. Average simulation error and machine time

Размер КЭ, мм	Средняя погрешность, %	Время расчета, мин
0,5	11	195
1	11	38
2	18	25
5	95	12

ческой нагрузке поведение материала близко к экспериментальному, когда размер стороны КЭ, моделирующего клеевой слой, составляет 1 мм или меньше, но когда размер стороны КЭ клея составляет 2 мм, кривая «сила-время» имеет впадину в интервале времени от 1,5 с до 2 с, что вызвано погрешностями моделирования. При размере стороны КЭ клея 5 мм или больше величина погрешности расчета слишком велика. Следует также отметить, что при размере КЭ не более 0,5 мм (поскольку, как отмечалось, толщина клеевого слоя может быть 0,25–3,0 мм), то при применении КЭ близких к равносторонним (для повышения точности моделирования) необходимо использовать от одного слоя КЭ до трех в зависимости от толщины слоя соответственно.

#### Влияние толщины клеевого соединения на подбор числа слоев конечных элементов в модели

Толщина клеевого слоя оказывает значительное влияние на прочность клеевого соединения [6]. Для оценки точности моделирования прочности клеевого соединения при квазистатическом нагружении в МКЭ необходимо провести расчетное исследование соединений

с различной толщиной клеевого слоя. Нагрузка, приложенная к клеевому соединению, распределяется в соответствии со стандартом DIN 54451-11.1978 (рис. 7).

Эксперименты проводились для толщины слоя клея 0,5 мм, 1 мм и 2 мм, которые обычно используются в конструкциях кузова. Результаты представлены на рис. 8 [8].

Анализируя графики и представленные ранее результаты по моделированию, используем КЭМ с размерами сторон КЭ клеевого соединения не более 0,5 мм и не менее двух слоев КЭ по толщине слоя. Клеевые соединения с разными толщинами клеевого слоя моделируются отдельно, как показано на рис. 9. (т.е. размер стороны объемного КЭ клеевого материала составляет 0,25 мм, если толщина клеевого слоя составляет 0,5 мм; и 0,5 мм, если толщина клеевого слоя составляет 1 мм или 2 мм). Поскольку толщина соединяемого материала 20 мм (рис. 7), то необходимо использовать объемные КЭ, при этом размер стороны КЭ соединяемого материала выбираем равным 2 мм (для обеспечения точности расчета).

Скорость растягивания при моделировании постоянна и равна 5 мм/с. Результаты моделирования и расчета в программном комплексе

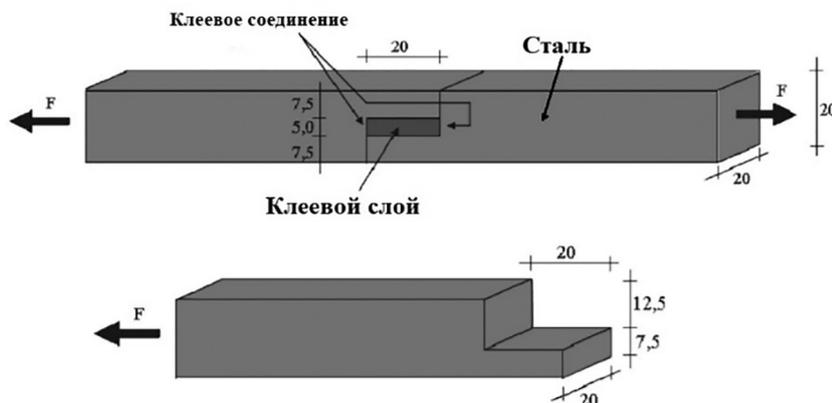


Рис. 7. Схема клеевого соединения по стандарту DIN 54451-11.1978

Fig. 7. Glue connection scheme according to DIN 54451-11.1978

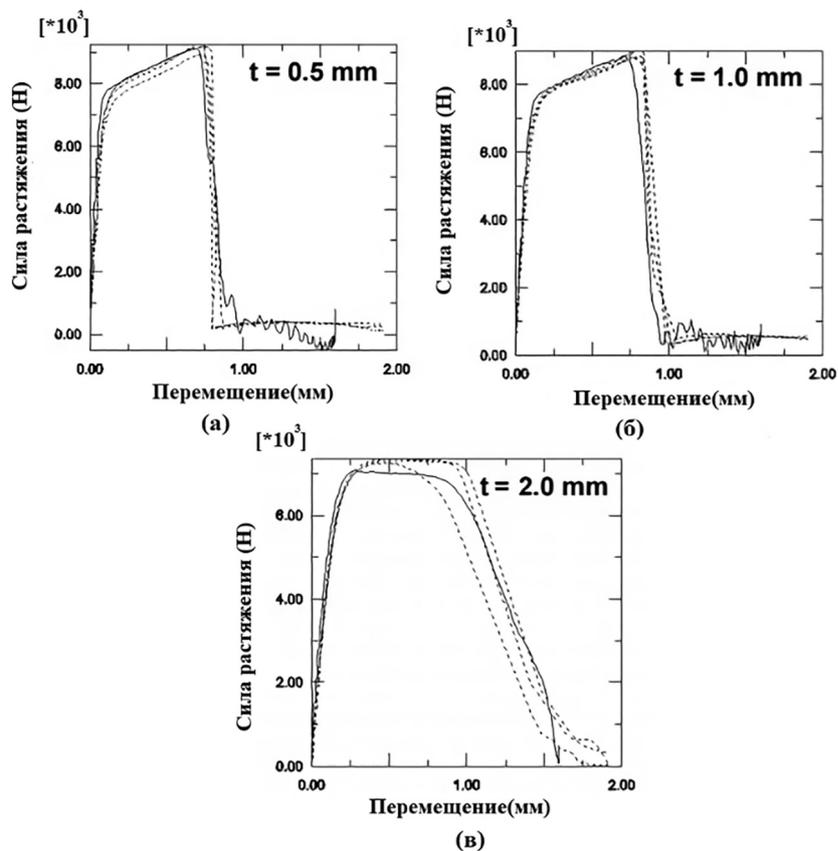


Рис. 8. Экспериментально полученные графики изменений «сила-перемещение» при квазистатическом нагружении для разных толщин клеевого слоя  $t$

Fig. 8. Experimentally obtained graphs of changes in “force-displacement” under quasi-static loading for different thicknesses of the adhesive layer  $t$

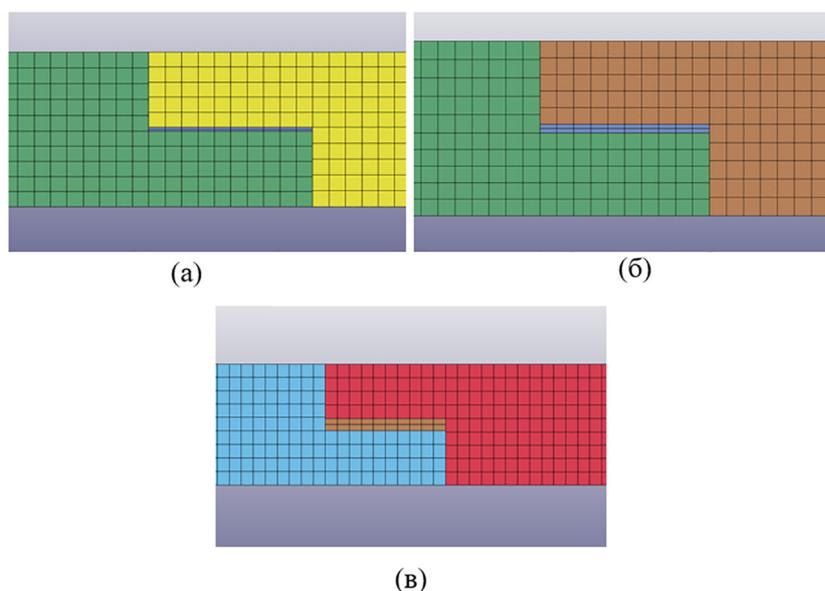


Рис. 9. Модели клеевого соединения с разными толщинами клеевого слоя:  
(а) – 0,5 мм, (б) – 1 мм, (в) – 2 мм

Fig. 9. Adhesive models with different adhesive layer thicknesses: (a) – 0,5 mm, (b) – 1 mm, (c) – 2 mm

LS-Dyna при квазистатическом нагружении представлены на рис. 10.

Поскольку скорость растяжения при моделировании постоянна и равна 5 мм/с, величину абсциссы графиков можно умножить на 5, и тогда возможно сравнение с экспериментальными результатами (рис. 8). Из графиков видно, что в случае, когда толщина клеевого слоя в два раза больше размера КЭ клея, средняя

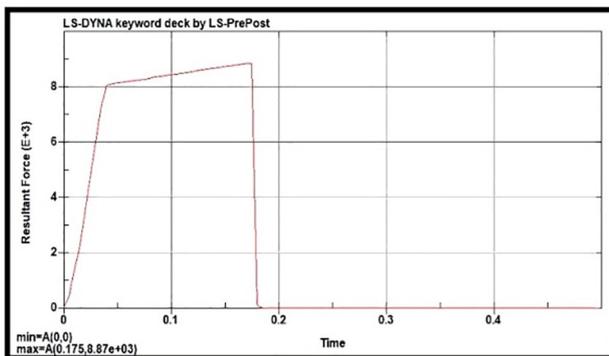
погрешность моделирования составляет: (а) – 3,5 % (для клеевого слоя толщиной 0,5 мм); (б) – 2,5 % (для клеевого слоя толщиной 1 мм); (в) – 4,2 % (для клеевого слоя толщиной 2 мм). Сравнение с экспериментальными результатами (рис. 10) позволяет заключить, что разрушение клеевого слоя может быть эффективно описано в случае представления слоя набором КЭ в два ряда по толщине клея. Погрешность

Таблица 3

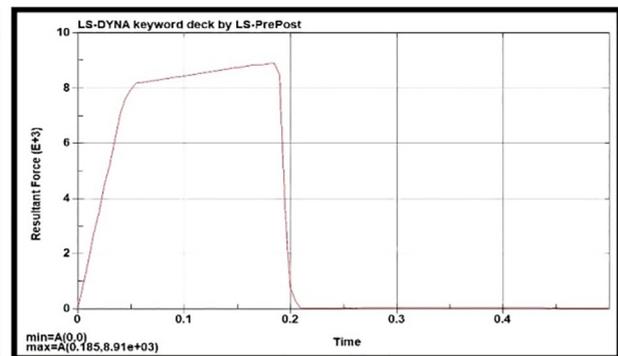
### Погрешность моделирования и время расчета

Table 3. Modeling error and calculation time

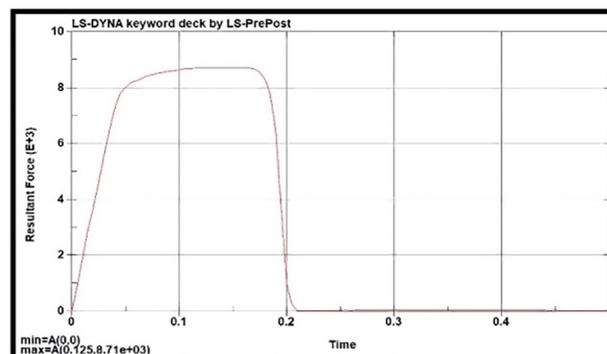
Толщина клеевого слоя, мм	Толщина КЭ клеевого слоя, мм	Размер грани КЭ клея, мм <sup>2</sup>	Средняя погрешность моделирования, %	Время для расчета
0,5	0,1	2x2	2,5	44 ч 21 мин
		5x5	28	12 ч 33 мин
	0,25	2x2	3,5	8 ч 52 мин
		5x5	68	2 ч 23 мин
	0,5	2x2	16	5 ч 37 мин
		5x5	72	52 мин
1	0,25	2x2	2,8	35 ч 43 мин
		5x5	72	15 ч 16 мин
	0,5	2x2	2,5	9 ч 23 мин
		5x5	77	3 ч 21 мин
	1	2x2	15	5 ч 27 мин
		5x5	88	1 ч 18 мин



(а)



(б)



(в)

Рис. 10. Графики изменений «сила–время» при моделировании клеевого соединения с разными толщинами клеевого слоя:  
(а) – 0,5 мм, (б) – 1 мм, (в) – 2 мм

Fig. 10. Graphs of “force-time” changes when simulating an adhesive bond with different thicknesses of the adhesive layer: (a) – 0,5 mm, (b) – 1 mm, (c) – 2 mm

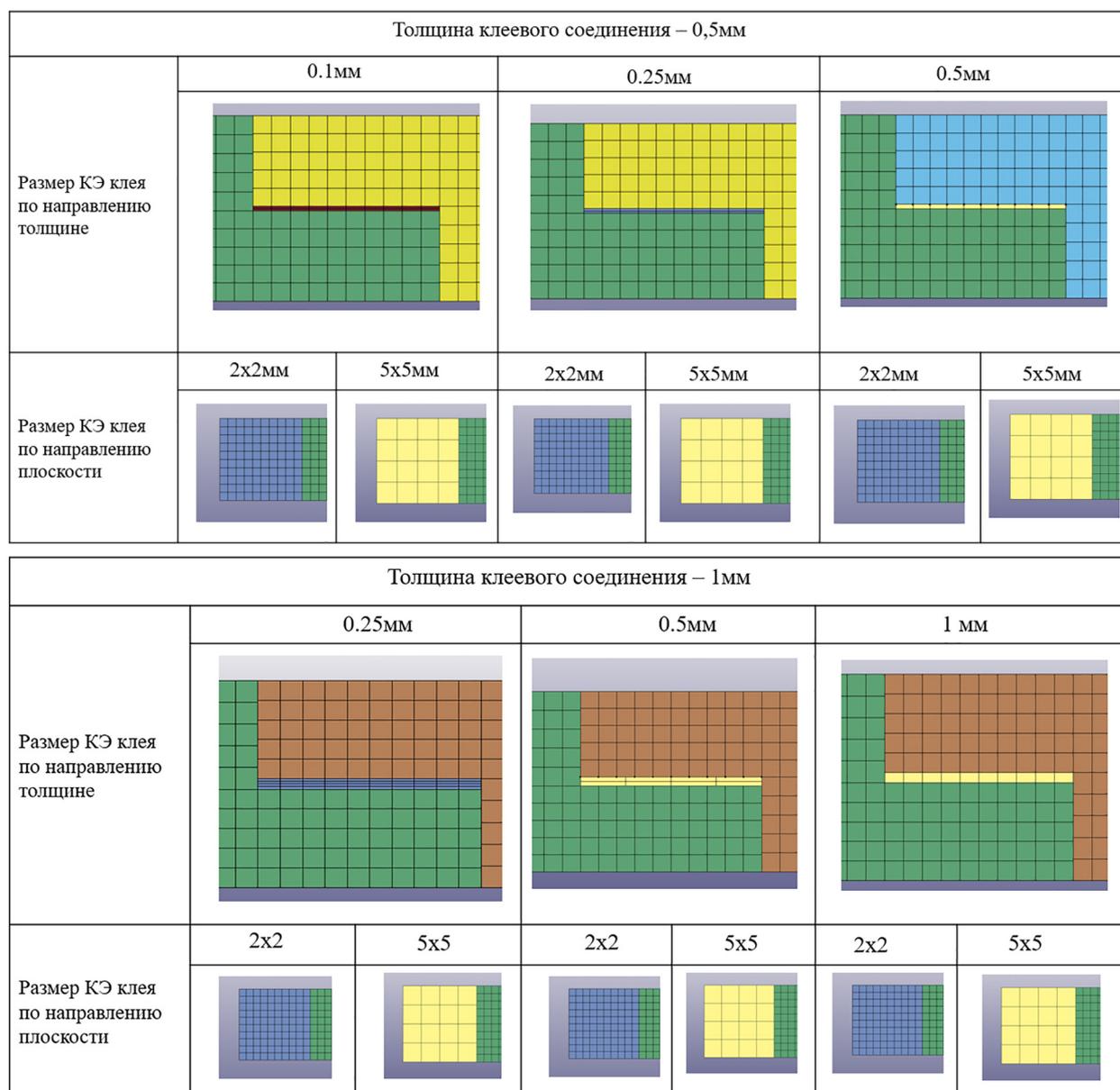


Рис. 11. Модели клеевого соединения с разными размерами КЭ при толщинах клеевого соединения 0,5 мм и 1 мм

Fig. 11. Models of adhesive joint with different sizes of FE with adhesive joint thicknesses of 0.5 mm and 1 mm

моделирования составляет менее 10 % при размерах грани КЭ в соединении 2x2 мм<sup>2</sup>. Однако слишком маленький размер КЭ значительно увеличит время и продолжительность вычислений применительно к многовариантным расчетам кузова автомобиля, поэтому необходимо изучить влияние размера КЭ модели клея на точность вычислений и время вычислений. Для клеевого соединения с толщинами 0,5 мм и 1 мм нами было создано и исследовано 12 вариантов КЭМ (рис. 11).

Расчеты проводились при квазистатической нагрузке в виде силы натяжения, приложенной к одному концу при закрепленном другом

конце, при этом определялось изменение этой силы от времени, как показано на рис. 12.

Сравнивая экспериментальные результаты и расчетные (рис. 8, (а) и (б)), можно оценить погрешность моделирования и время решения.

Из приведенной выше таблицы видно, что КЭМ с двумя или более слоями в направлении толщины клея может хорошо представлять разрушение клеевого слоя. Однако, когда число слоев КЭ в модели клеевого соединения больше двух, точность расчета существенно не улучшается, а машинное время, требуемое для расчета, значительно увеличивается. При использовании КЭ с размером грани

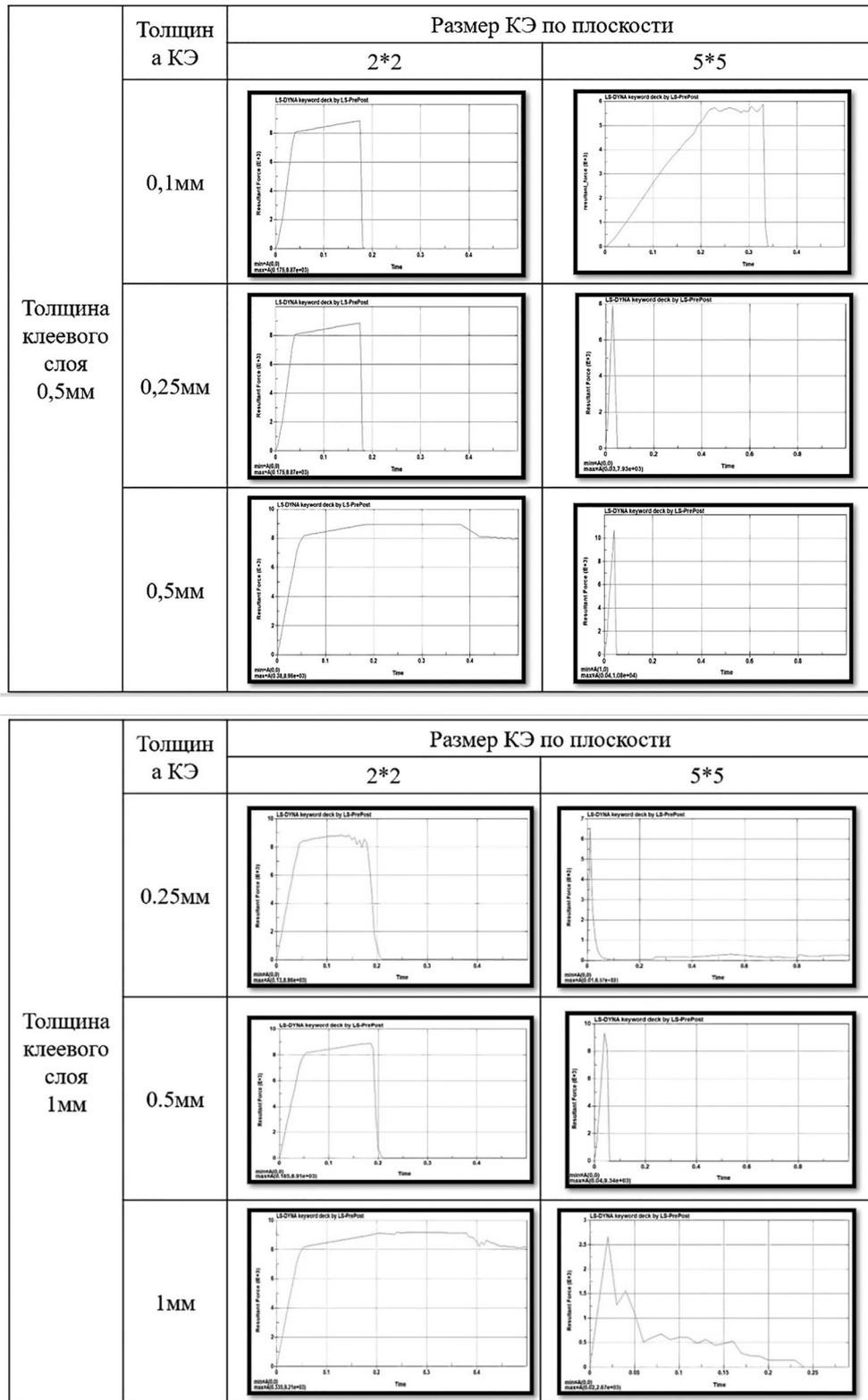


Рис. 12. Графики изменений «сила – время» в КЭМ с разными размерами КЭ при толщинах клеевого соединения 0,5 мм и 1 мм

Fig. 12. Graphs of changes “force – time” in FEM with different sizes of FE with adhesive bond thicknesses of 0,5 mm and 1 mm

2×2 мм<sup>2</sup> можно получить хорошую точность результатов моделирования, а когда размер КЭ составляет 5×5 мм<sup>2</sup>, процесс расчета становится очень нестабильным, что приводит к большим ошибкам. Поэтому при анализе клеевых соединений в конструкциях автомобилей на этапе проектирования при квазистатической нагрузке рекомендуем использовать объемный КЭ с размером грани 2×2 мм<sup>2</sup>, и в зависимости от толщины клеевого слоя – два или более рядов КЭ по толщине клея.

### **Заключение**

На основе анализа проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1) при моделировании конструкции кузова автомобиля с клеевым соединением рекомендуется использовать объемные КЭ для моделирования клеевого соединения с размером стороны 2 мм или меньше (погрешность расчета не более 5 %);

2) при использовании КЭ с размером грани 2×2 мм<sup>2</sup> и два слоя КЭ по толщине клея в КЭМ можно с достаточно высокой точностью вычислить силу и оценить разрушение клеевого слоя при квазистатическом нагружении (погрешность не более 5 %). Если применить количество слоев КЭ больше двух, то точность расчетов повысится незначительно, но при этом существенно увеличится требуемое машинное время для расчета.

### **Литература**

1. Зузов В.Н., Зузов И.В. Совершенствование конструкции корпуса кузова легкового автомобиля на стадии проектирования для обеспечения требований пассивной безопасности при кософронтальном ударе. *Машиностроение*. 2013. № 1. С. 60–71.
2. Зузов В.Н. Гончаров Р.Б. Проблемы поиска оптимальных решений для обеспечения пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей при минимальной массе. *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*, 2018. № 3. С. 130–136.
3. Xia Y, Johnson NL, Gayden XQ and Fickes JD. Development of high efficiency modeling technique for weld-bonded steel joints in vehicle structures, Part I: Static experiments and simulations. *Int J Adhesion Adhesives*, 2009, 29:414-426.
4. Xia Y, Gayden XQ and Fickes JD. Development of high efficiency modeling technique for weld-bonded steel joints in vehicle structures, Part II: Dynamic experiments and simulations. *Int J Adhesion Adhesives*, 2009, 29:427-433.
5. Carpenter W.C. Two finite elements for modelling the adhesive in bonded configurations. *J Adhesion*, 1989, 30:25-46.
6. Alexander D. Crash stable adhesives in application and simulation. *LS-DYNA user conference*, 2006.
7. Xin Y. Study of Modeling Techniques of Weld-Bonded Joints under Impact Loading. Tsinghua University for the degree of Doctor of Engineering, 2010.
8. Alexander D. Crash stable adhesives in application and simulation. Copyright by DYNAmore GmbH, 2006, C-I-1-10.
9. Thomas C. Adhesive Joining for Crashworthiness CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2008.
10. Beevers A. Analysis of stiffness of adhesive joints in car bodies. *J Mater Process Tech*, 2001, 118:96–101.

### **Reference**

1. Zuzov V.N., Zuzov I.V. Improvement of the structure of the body of the vehicle at the design stage to ensure the requirements of passive safety in the case of an oblique-frontal impact. *Mashinostroyeniye*. 2013. No 1, pp. 60–71 (in Russ.).
2. Zuzov V.N. Goncharov R.B. Problems of finding optimal solutions to ensure passive safety of truck cabins with a minimum weight. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva*. 2018. No 3, pp. 130–136 (in Russ.).
3. Xia Y, Johnson NL, Gayden XQ and Fickes JD. Development of high efficiency modeling technique for weld-bonded steel joints in vehicle structures, Part I: Static experiments and simulations. *Int J Adhesion Adhesives*, 2009, 29:414-426.
4. Xia Y, Gayden XQ and Fickes JD. Development of high efficiency modeling technique for weld-bonded steel joints in vehicle structures, Part II: Dynamic experiments and simulations. *Int J Adhesion Adhesives*, 2009, 29:427-433.
5. Carpenter W.C. Two finite elements for modelling the adhesive in bonded configurations. *J Adhesion*, 1989, 30:25-46.
6. Alexander D. Crash stable adhesives in application and simulation. *LS-DYNA user conference*, 2006.
7. Xin Y. Study of Modeling Techniques of Weld-Bonded Joints under Impact Loading. Tsinghua University for the degree of Doctor of Engineering, 2010.
8. Alexander D. Crash stable adhesives in application and simulation. Copyright by DYNAmore GmbH, 2006, pp. 1–10.
9. Thomas C. Adhesive Joining for Crashworthiness CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2008.
10. Beevers A. Analysis of stiffness of adhesive joints in car bodies. *J Mater Process Tech*, 2001, 118:96–101.

## STUDY OF THE EFFECT OF FINITE ELEMENT DIMENSIONS ON THE SIMULATION ACCURACY OF ADHESIVE BONDING IN AUTOMOTIVE STRUCTURES

Liu Yi, DSc in Engineering V.N. Zuzov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Liuyi941003@gmail.com

*This article studies the effect of finite element dimensions on the accuracy of simulation of adhesive bond in automotive structures using the LS-Dyna software package. The simulation was carried out under quasi-static loading for an “overlapped” adhesive joint. The properties and destruction of the adhesive material in the direction of shear were evaluated. The characteristics of the adhesive layer were obtained from experiments using a hydraulic press and other devices according to international standards ASTM 638-03 and DIN 54451-11.1978 with different sliding speeds and adhesive layer thicknesses. It was revealed from experiments that the properties of the adhesive material strongly depend on the deformation rate and the thickness of the adhesive layer, so this had to be taken into account when modeling. To solve this problem, 12 variants of finite element models were solved and evaluated, including by comparing with the results of experiments for glued “overlapped” joints. As a result of the analysis of the stress-strain states of models of an adhesive joint under quasi-static loading in the LS-Dyna software package, the recommended size and number of layers of finite elements were obtained for modeling an adhesive joint in automotive structures. The rational size of the facets of a volumetric finite element is  $2 \times 2 \text{ mm}^2$ , taking into account the modeling errors and the cost of computer time for the calculation in relation to multivariate calculations of structures at the design stage. It was determined the recommended number of layers of finite elements in the finite element model by the thickness of the adhesive layer, that should be selected for a highly accurate description of the gluing properties and ensuring the efficiency of calculations. At the same time, it was revealed that an increase in the number of layers of finite elements insignificantly increases the accuracy of modeling and significantly increases the required computer time for the calculation.*

**Keywords:** LS-DYNA, finite element model, stress-strain state, adhesive joint, size of finite elements.

**Cite as:** Liu Yi, Zuzov V.N. Study of the effect of finite element dimensions on the simulation accuracy of adhesive bonding in automotive structures. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 31–41 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-31-41

# ОЦЕНКА ПОВРЕЖДЕНИЯ ТС С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ СЛОЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С СОБСТВЕННОЙ СТРУКТУРОЙ

Тупицын И.И.<sup>1</sup>, к.т.н. Зубрицкий С.Г.<sup>1</sup>, к.т.н. Красавин П.А.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

<sup>2</sup>Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия  
igor.tupitsyn@nami.ru

*В статье в виде алгоритма оценки диагностических параметров (вероятных связей) рассматривается часть исследования послеремонтной надежности транспортных средств с точки зрения представления их в качестве сложной технической системы. На сегодняшний день проблема надежности транспортных средств в эксплуатации законодательно поставлена на контроль президентом РФ и входит в стратегию по обеспечению безопасности дорожного движения до 2023 года, являющегося частью Национального проекта «Безопасные дороги».*

*Исходными данными исследования на этапе оценки вероятных связей являются параметры движения транспортного средства в предаварийный интервал времени и напряжение, действующее в месте контакта исследуемого объекта, полученное исходя из этих параметров. Основным методом оценки является подсчет ячеек разного типа по методу сеток в зависимости от характера повреждения транспортного средства. В целях декомпозиции места контакта на ячейки разного типа рекомендуется использовать соответствующие поверенные средства измерений и аттестованное оборудование: дефектоскопы и прочее. Для удобства применения алгоритма и снижения погрешности использования приведенной математической модели в комплексной оценке надежности транспортных средств в статье приводится определение приведенного объема и поправочных коэффициентов.*

*Выходными данными алгоритма оценки диагностических параметров являются уточненные значения напряжений в месте контакта исследуемого объекта, а также детальная картина распределения энергии деформации в объекте. В результате, полученные величины могут быть использованы для дальнейшей оценки изменения регламентированных значений свойств транспортного средства, установленных изготовителем и контролируемых в рамках системы предупреждения отказов или технического осмотра.*

**Ключевые слова:** остаточный ресурс, транспортное средство (ТС), оценка повреждения, дорожно-транспортное происшествие (ДТП).

**Для цитирования:** Тупицын И.И., Зубрицкий С.Г., Красавин П.А. Оценка повреждения ТС с точки зрения сложной технической системы с собственной структурой // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 42–48. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-42-48

## Введение

Оценку изменившихся свойств транспортного средства (ТС) в результате повреждения необходимо начинать с анализа его (ТС) диагностических параметров. Очевидно, что агрегаты и узлы ТС находятся в постоянном/циклическом сопряжении и взаимодействии в функционирующей замкнутой сложной технической системе. Именно поэтому важно оценить все возможные связи элементов этой системы для выявления нарушений в ее структурных составляющих, которые могли привести к изменению свойств всего объекта в целом. Определить изменения функциональ-

ных зависимостей в работе отдельных элементов поможет анализ вероятных связей.

В связи с этим целью исследования является рассмотрение зоны повреждений объекта с точки зрения покомпонентного анализа максимально возможным образом.

## Алгоритм оценки диагностических параметров (вероятных связей)

Для осуществления анализа и достижения поставленной цели необходимо графическое представление транспортного средства в специализированных программах, например, *Audatex* или *SilverDat*, которым определяем

предполагаемые затронутые в ДТП элементы и системы по глубине зоны повреждений путем наложения соответствующих графических областей на полученные на этапе алгоритма оценки повреждений (поглощенной энергии) формы повреждений [1].

Исходя из этого мы получим несколько вариантов клеток в сетке – классов, представленных на рис. 1: пустая клетка, частично заполненная клетка, полностью заполненная клетка. Теперь рассмотрим приведенную глубину повреждений, равную деформации изначальной площади взаимодействия транспортных средств в части исследуемого объекта. Из рис. 1 следуют два графических представления, описывающие состояние исследуемой площади исходного вида транспортного средства и послеаварийного, приведенные к единой элементарной площади. Исходя из логики перехода данной площади из первого состояния во второе мы можем рассчитать объем полученного повреждения. Для этого рассчитаем по формуле (исходное состояние) изначальный объем исследуемой области (1):

$$V_{\text{исх.}} = \left[ \sum N_{\text{клеток}} - \sum N_{\text{пустот}} \right] \cdot K_{\text{масштаба}} \cdot \quad (1)$$

При этом  $K_{\text{масштаба}}$  – коэффициент, включающий в себя геометрическую разницу между сеткой и реальным размером транспортного средства, а также средний размер агрегатов, отложенный по вертикали в исследуемой площади. Простыми словами, приведенный исходный объем подсчитываем исходя из количества элементарных кубиков.

Из поврежденного состояния следуют три изучаемые области, разделенные линией объемного повреждения. Тогда общая площадь

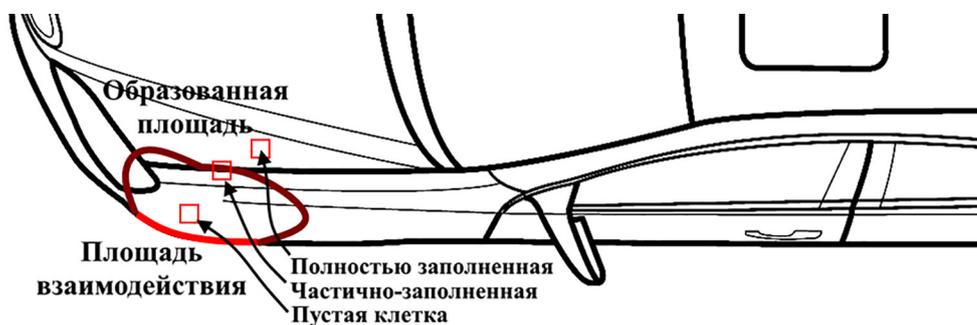


Рис. 1. Распространение импульса удара на компоненты транспортного средства.  
 Виды клеток оценочной сетки

Fig. 1. Propagation of the impact pulse to the components of the vehicle.  
 Types of cells of the evaluation grid

сетки будет равна сумме площадей, для простоты приведенная к коэффициенту масштаба (2):

$$\frac{S_{\text{сетки}}}{K_{\text{масштаба}}} = \sum N_{\text{дефектов}} + \sum N_{\text{остатка}} + \quad (2)$$

$$+ S_{\text{скрыт.}} = \varepsilon_{ik} + \sum N_{\text{остатка}},$$

где  $N$  – количество клеток конкретного вида.

Для простоты оценки клетки на стыке (через которые проходит линия объемного повреждения) засчитываются той или иной площади исходя из соотношения площадей их частей. Очевидно, что тензор деформаций разделится на видимые и невидимые деформации. При этом деформации, которые невозможно определить невооруженным взглядом (невидимые), будут являться пластическими – объем не изменяется при изменении формы [2], то есть общее количество клеток будет складываться из суммы поврежденных клеток и оставшихся клеток. Соответственно, при разложении тензора деформации мы получим девятер и шаровой тензор, равный пластической деформации. Исходя из второго (поврежденного) состояния выделим поврежденную область. При объединении полученного значения со свойствами первого (исходного) состояния получим приведенное значение объема деформации с учетом конкретной специфики взаимодействия элементарных точек внутри заданной площади (3):

$$V_{\text{прив.}} = \left[ \sum N_{\text{клеток}} - \sum N_{\text{пустот}} \right] \times \quad (3)$$

$$\times \frac{\sum N_{\text{дефектов}} + S_{\text{скрыт.}}}{\sum N_{\text{остатка}}} \cdot K_{\text{масштаба}} \cdot$$

При этом ясно, что в реальном случае второе состояние будет отличаться от того,

что представлено на рис. 1. Здесь будет идти речь о деформации всей системы – площади по неизвестному случайному закону. Тогда именно соотношением составляющих ее частей можно оценить характер протекания деформации, что будет наиболее важным для дальнейшего расчета. Именно поэтому в дальнейшем будем рассматривать вместо объема деформации – приведенный объем деформации, в котором физически заложено взаимодействие деформируемых и незатронутых элементарных ячеек. Также стоит отметить, что в теории надежности часто используют отношения количеств поврежденных и неповрежденных элементов [3]. Данный принцип применен и здесь, во втором члене уравнения, а также фиксируется в таблице вероятных связей для дальнейшего построения логических связей с затрагиваемыми узлами/агрегатами и их свойствами.

Теперь рассмотрим более подробно  $S_{\text{СКРЫТ}}$ . Для его расчета проведем анализ поврежденной области транспортного средства по линии объемной деформации с помощью специализированных средств измерений. Анализ внутренних сдвиговых явлений в кристаллической решетке, вызывающих появление остаточных (пластических) деформаций, можно проводить с помощью оборудования для проведения металлографии и дефектоскопов. Основной задачей является определение площади рядом с линией объемной деформации, которая подвержена изменению кристаллической

решетки. Таким образом, площадь скрытых дефектов (пластических) в безразмерном виде будет равна отношению рассчитанной площади, в пределах которой обнаружено нарушение кристаллической решетки к коэффициенту масштаба (4):

$$S_{\text{СКРЫТ}} = \frac{\sum N_{\text{КЛЕТОК}} \cdot a \cdot b \cdot c}{K_{\text{МАСШТАБА}}}, \quad (4)$$

где  $a$ ,  $b$  и  $c$  – геометрические размеры области в каждой клетке  $N$  по линии объемной деформации, подверженной пластической деформации.

Стоит отметить, что вертикальная составляющая (третья координата) элементарной площадки в коэффициенте масштаба, равная константе, не равна  $c$ . Таким образом, мы получаем безразмерную величину пластической деформации в двумерном пространстве с учетом заложенного соотношения реальной вертикальной составляющей деформации к математически заложенной, равной константе (размер элементарной площади удара, определяемый на первых этапах, как указано на рис. 2).

Перекокс сетки (искажение) в результате ДТП будет обосновываться накоплением материала пластических деформаций. Тогда приведение обеих сеток к единой неискаженной системе координат будет возможно при учете клеток с пластическими деформациями (рис. 3).

Данный приведенный объем можно учитывать для расчета интенсивности дорожно-транспортного происшествия [4]. Физический смысл такого подхода заключается в том,

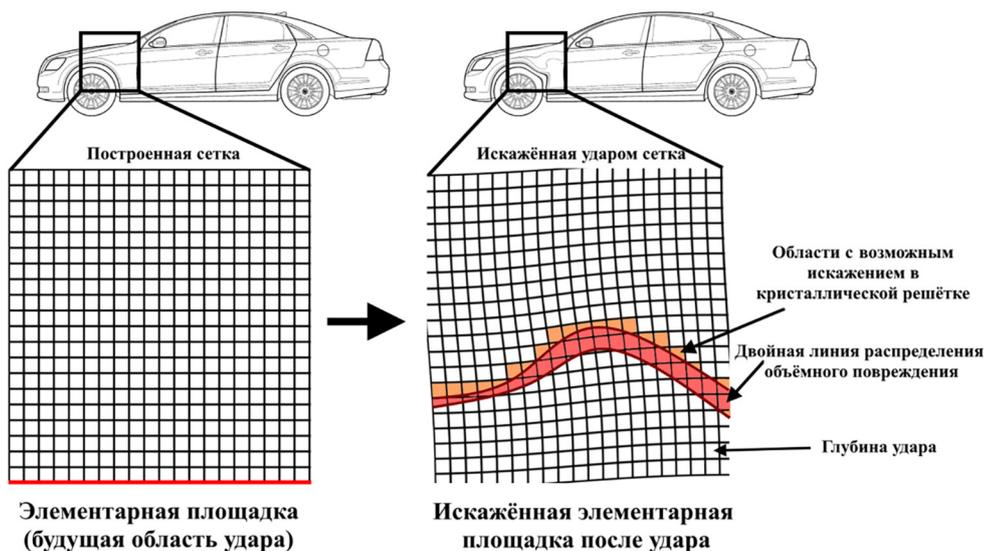
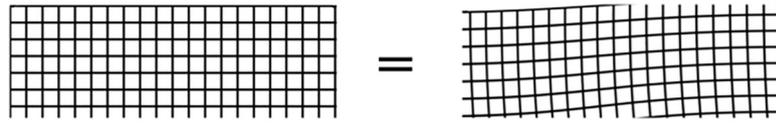


Рис. 2. Элементарные площадки

Fig. 2. Elementary platforms



при условии, что

Двойная линия распределения объёмного повреждения + Области с возможным искажением в кристаллической решётке

Рис. 3. Учет искажения сетки

Fig. 3. Evaluation of grid distortion

что интенсивность повреждения неизбежно приводит к определенному соотношению областей с повреждениями и без них по заданной функциональной зависимости в рамках заданной сетки. Исходя из этого, интенсивность образования деформации пропорциональна поглощаемой энергии с поправкой на количественную составляющую сминаемого материала (как уже было отмечено ранее, свойства материала, определяемые тензором упругости, а также характер снижения воздействия, определяемый условиями движения, уже учтены в понятии интенсивности [4]).

Разложим рассчитанные значения напряжений и измеренные значения деформаций (перемещений) на ряд напряжений для каждой клетки, пользуясь функцией интенсивности (по глубине поглощения энергии) и функцией, определяющей линию объемной деформации (по ширине площади взаимодействия транспортных средств). При этом:

$$f(\sigma) = f(I) \times \left[ \frac{\sum_{i=1}^n (\sum_n N_{\text{КЛЕТОК}} - \sum_n N_{\text{ПУСТОТ}})}{\sum_{i=1}^m N_{\text{КЛЕТОК}} - \sum_{i=1}^m N_{\text{ПУСТОТ}}} \right], \quad (5)$$

где  $n$  – номер текущего ряда клеток;  $m$  – полное количество рядов.

Для упрощения и возможности расчета раскроем  $f(I)$ , тогда получим следующую зависимость:

$$\sigma_n = \frac{[\sigma_{K1n} + \sigma_{K2n} + \sigma_{K3n}]}{3}, \quad (6)$$

$$\sigma_{K1n} = \sigma \cdot K_{1n}, \quad \sigma_{K2n} = \sigma \cdot K_{2n}, \quad \sigma_{K3n} = \sigma \cdot K_{3n},$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий количественную составляющую материала в сетке, препятствующего протеканию деформации и его свойства (оценка производится по каждой клетке);  $K_2$  – коэффициент, учитывающий затухание энергии в однородной среде (оценка про-

изводится по каждому ряду – строке);  $K_3$  – коэффициент, учитывающий снижение энергии, затрачиваемой на деформацию, за счет условий движения (оценка производится по каждому ряду – строке).

Для  $K_1$  используем уже приведенную выше зависимость, но с уточнением по свойствам материала в конкретной клетке.  $K_2$  и  $K_3$  – коэффициенты, которые переносят характер конкретных процессов (указаны ранее) на распределение напряжений в исследуемой площадке. Это можно сделать потому, что данные процессы непосредственно вызывают изменение исследуемой площадки (характер протекания ее деформации). Для этого рассчитаем ключевые точки (значения  $K^*$ ) по приведенным функциональным зависимостям. Ключевым элементом будет продолжительность (время) процесса ДТП. Разделим это время на одинаковые отрезки, равные количеству рядов. Тогда  $n = n^*$  и  $m = m^*$ . В дальнейшем, введем дополнительный учет неравномерности напряжения от времени протекания аварии. Приведем значения коэффициентов в рамках заданной сетки (7.1, 7.2, 7.3):

$$K_{1n} = \frac{\sum_{i=1}^n \left[ \sum_1^z C_l \cdot (N_l - N_l^{\text{ПУСТОТ}}) \right]}{\sum_{i=1}^m \left[ \sum_1^z C_l \cdot (N_l - N_l^{\text{ПУСТОТ}}) \right]}, \quad (7.1)$$

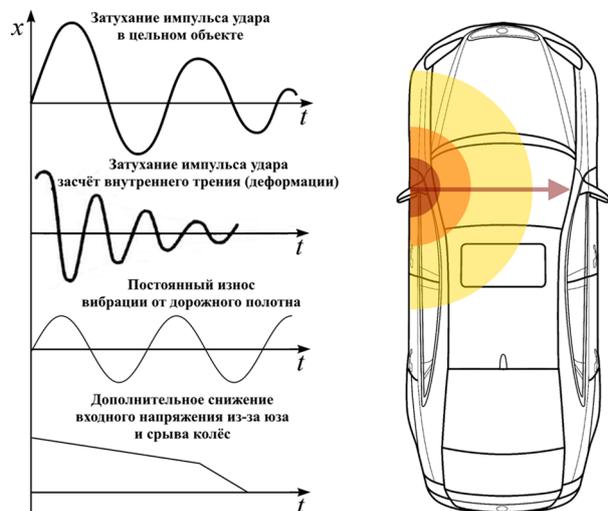
$$K_{2n} = \frac{K_{2n}^*}{\sum_1^m K_{2n}^*}, \quad K_{3n} = \frac{K_{3n}^*}{\sum_1^m K_{3n}^*}, \quad \text{т.т.т.}, \quad (7.2, 7.3)$$

где  $l$  – текущая клетка ряда;  $z$  – количество клеток в ряде  $n$ ;  $C_l$  – тензор упругости для материала клетки;  $N_l - N_l^{\text{ПУСТОТ}}$  – количество материала в клетке, значение которого находится в диапазоне от 0 до 1.

Понятно, что если не учитывать свойства материала, приняв последний однородным, то данный коэффициент можно упростить и свести его к ранее приведенному – таким об-

разом, производить учет количества материала не по клеткам, а по рядам.

При графическом отображении характера протекания процессов ДТП его можно представить следующим образом (рис. 4).



**Рис. 4. Графическое отражение глубины поглощения энергии и ее распределения**

*Fig. 4. Graphical reflection of the depth of energy absorption and its distribution*

Приведенные коэффициенты позволяют учесть характер снижения входного напряжения исходя из представленных на рисунке процессов аварии. Стоит отметить, что зависимость постоянного износа рассматривается отдельно в соответствующем алгоритме [4]. Также значение импульса удара, равное эффекту распространения энергии в цельном объекте заданной (постоянной) плотности имеет низкие значения, и, в большей степени, позволяет производить учет направления этой волны (или направление удара/деформации).

Возвращаясь к коэффициентам, такое решение позволяет распределить напряжения по рядам – строкам сетки с одновременным учетом свойств материала в отдельных клетках. Для снижения погрешности введем поправочный коэффициент, учитывающий отклонение расчетной величины напряжения от изначально используемой (8):

$$K_{\text{ПОПРАВ.}} = \frac{\left| \sum_1^m \sigma_n - \sigma \right|}{\sigma}. \quad (8)$$

Полученный коэффициент понадобится позже для дальнейших расчетов в целях снижения их погрешности. Но для оценки превышения заданных пределов напряжений в клет-

ках проведем дополнительное распределение рассчитанного напряжения (в рядах – строках) в рядах – столбцах. Это вызвано тем, что энергия аварии переходит в напряжение, распределяющееся по элементарной площадке (сетке), вызывая деформацию (именно, при делении по столбцам), поэтому при переводе оценочной системы из рядной в клеточную ( $\sigma_n - \sigma$ ) ее необходимо учитывать (9).

$$\sigma_l = \sigma_n \cdot \frac{\sum N_{\text{ДЕФЕКТОВ}} + S_{\text{СКРЫТ.}}}{\sum N_{\text{ОСТАТКА}}}, \quad (9)$$

где  $k$  – полное количество клеток в ряду – столбце.

Теперь при построении в поперечных срезах объемного представления линий, очерчивающих основные пределы (предел текучести и т.д.), получаем наглядное представление превышения заданных пределов в конкретных точках. Значения пределов по напряжениям берутся из профильной литературы для соответствующих материалов в каждой клетке. Тогда уточненный график отражения глубины поглощения энергии и ее распределения будет выглядеть представленным на рис. 5 образом.

На рис. 5 слева показано цветное отображение гашения энергии в области, очерчиваемой сеткой, справа – численное представление, по факту аналогичное графику напряжений-деформаций [5], но в трехмерном пространстве. Красным цветом выделена рассматриваемая ячейка, оранжевым – область удара (элементарная площадка), желтым – области с возможным искажением в кристаллической решетке. Необходимо отметить, что в дальнейших расчетах интенсивности будет использоваться рядная система, а не клеточная, так как ранее было введено понятие приведенного объема, учитывающего характер деформации [4].

### **Заключение**

Таким образом, все необходимые данные, определяющие характер протекшей деформации, а точнее поглощенного напряжения в процессе ДТП, при необходимости можно получить из данного графического представления. При завершении данного алгоритма предоставляется возможность дополнительно определить значения превышений пределов пропорциональностей в исследуемых клетках (10):

$$\sigma_{\text{ТС}} = \sum_1^m \sum_1^k [\sigma_{\text{ПРОП.}} - \sigma_l]. \quad (10)$$

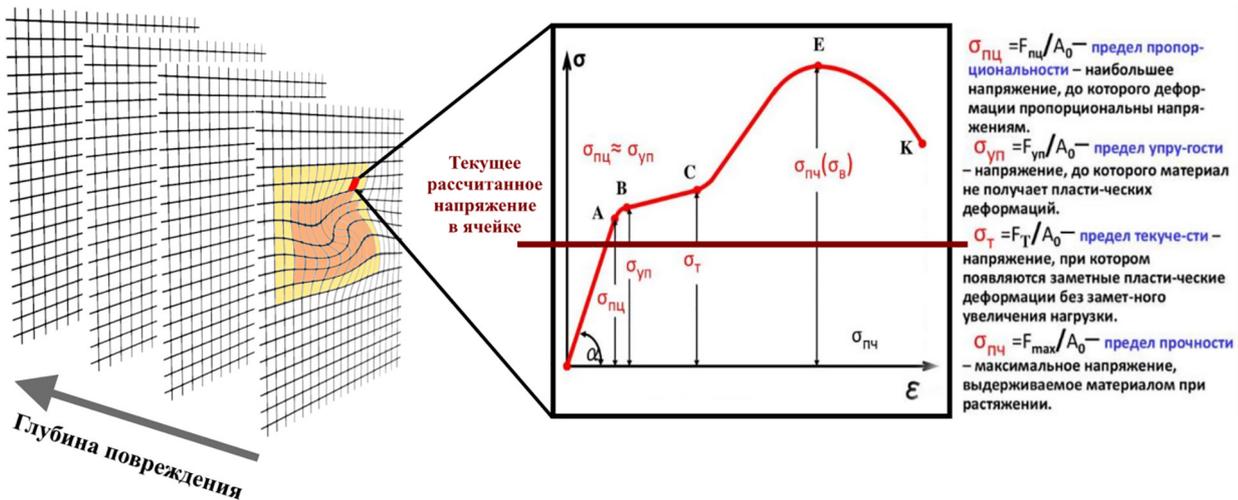


Рис. 5. Уточненное графическое отражение глубины поглощения энергии и ее распределения

Fig. 5. Refined graphical reflection of the depth of energy absorption and its distribution

Значение полученного напряжения логически тождественно энергии, вызвавшей изменение технического состояния транспортного средства в процессе ДТП. При заполнении исследуемой сетки точками в местах превышения заданного напряжения получаем характер данного изменения.

### Литература

1. Тупицын И.И., Зубрицкий С.Г. Поиск оценочных показателей послеремонтной надежности ТС после ДТП // Проблемы механики современных машин. Улан-Удэ: Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления (Улан-Удэ), 2018. С. 321–324.
2. Иванов Н.И. Сопrotивление материалов. 6-е изд. М.-СПб.: Государственное Технико-теоретическое издательство, 1933. 492 с.
3. Левин Б.Р. Справочник по надежности. Справочник по надежности / Под ред. Левина Б.Р., в 3 томах, Т. 1. М.: Мир, 1969, 339 с.
4. Тупицын И.И., Зубрицкий С.Г., Кравцева В.А., Красавин П.А. Остаточный ресурс и характер износа транспортных средств в эксплуатации // Журнал АДИ – МАДИ, 2020. № 2 (24).

5. Трошенко В.Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 1. Неупругость, методы и результаты исследования // Проблемы прочности. 2005. № 4. С. 12.

### References

1. Tupitsyn I.I., Zubris'kiy S.G. Search for estimated indicators of post-repair reliability of the vehicle after an accident. Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Ulan-Ude: Vostochno-Sibirskiy gosudarstvennyy universitet tekhnologii i upravleniya (Ulan-Ude), 2018, pp. 321–324 (in Russ.).
2. Ivanov N.I. Soprotivleniye materialov [Strength of materials]. 6-e izd. Moscow-SPb.: Gosudarstvennoye Tekhniko-teoreticheskoye izdatel'stvo Publ., 1933. 492 p.
3. Levin B.R. Spravochnik po nadezhnosti [Reliability handbook]. Pod red. Levina B.R., v 3 tomakh, V. 1. Moscow: Mir Publ., 1969, 339 p.
4. Tupitsyn I.I., Zubris'kiy S.G., Kravtseva V.A., Krasavin P.A. Residual resource and the nature of vehicle wear in operation. Zhurnal ADI – MADi, 2020. No 2 (24) (in Russ.).
5. Troshchenko V.T. Dispersed fatigue damage to metals and alloys. Report 1. Inelasticity, research methods and results. Problemy prochnosti. 2005. No 4, pp. 12 (in Russ.).

## ASSESSMENT OF VEHICLE DAMAGE FROM THE POINT OF A COMPLEX TECHNICAL SYSTEM WITH ITS OWN STRUCTURE

I.I. Tupitsyn<sup>1</sup>, PhD in Engineering S.G. Zubris'kiy<sup>1</sup>, PhD in Engineering P.A. Krasavin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia

<sup>2</sup>Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

igor.tupitsyn@nami.ru

*There is considered a part of the study of post-repair reliability of vehicles from the point of a complex technical system in the form of an algorithm for evaluating diagnostic parameters (probable connections). The problem of the reliability of vehicles in operation is legally put under the control of the President of the Russian Federation and is included in the strategy for ensuring road safety until 2023, which is part of the National Project "Safe Roads".*

*The initial data of the study at the stage of evaluating probable connections are the parameters of the vehicle movement in the pre-accident time interval and the voltage acting at the contact point of the object, which is obtained based on these parameters. The main method of assessment is the calculation of cells of different types using the grid method, depending on the nature of the damage to the vehicle. In order to decompose the contact point into cells of different types, it is recommended to use appropriate certified measuring instruments and certified equipment: flaw detectors and so on. For the convenience of using the algorithm and reducing the error of using the given mathematical model in a comprehensive assessment of the reliability of vehicles, the article provides a definition of the reduced volume and correction coefficients.*

*The output data of the algorithm for evaluating diagnostic parameters are the updated values of stresses at the contact point of the object under study, as well as a detailed picture of the distribution of strain energy in the object. As a result, the obtained values can be used for further evaluation of changes in the regulated values of the vehicle properties established by the manufacturer and controlled within the framework of the failure prevention system or technical inspection.*

**Keywords:** residual resource, vehicle, damage assessment, road traffic accident (RTA).

**Cite as:** Tupitsyn I.I., Zubris'kiy S.G., Krasavin P.A. Assessment of vehicle damage from the point of a complex technical system with its own structure. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 42–48 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-42-48

# ИССЛЕДОВАНИЕ МОЛЕКУЛЯРНЫХ НАКОПИТЕЛЕЙ ЭНЕРГИИ

к.ф.-м.н. **Зуев С.М.**<sup>1</sup>, к.т.н. **Малеев Р.А.**<sup>1</sup>, **Шматков Ю.М.**<sup>1</sup>, **Ханджалов М.Ю.**<sup>1</sup>, к.т.н. **Яхутль Д.Р.**<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия

<sup>2</sup>ФГУП НИИАЭ, Москва, Россия

eoqe@mospolytech.ru

*В данной статье проведен сравнительный анализ различных накопителей энергии. Проведен подробный обзор и анализ молекулярных накопителей энергии, определены их основные характеристики и параметры, а также области применения.*

*Определены основные типы молекулярных накопителей энергии: конденсаторы с двойным электрическим слоем, псевдоконденсаторы, гибридные конденсаторы. Приведено сравнение характеристик различных элементов питания. Представлены параметры различных накопителей энергии. Проведен анализ молекулярных накопителей энергии и аккумуляторов, выявлены их преимущества и недостатки.*

*Показано, что молекулярные накопители энергии или электрохимические конденсаторы с двойным слоем являются идеальными системами накопления энергии вследствие высокой удельной энергии, быстрой зарядки и большого срока службы по сравнению с обычными конденсаторами. В статье представлены осциллограммы литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при импульсном токе нагрузки 2А ноутбука при включении молекулярного накопителя энергии и без него, а также осциллограммы литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при параллельном выключении молекулярного накопителя энергии емкостью 7 Ф и без него для ноутбука с DVD. Приведенный сравнительный анализ показывает, что при включении выключением молекулярного накопителя энергии емкостью 7 Ф значительно улучшаются переходные процессы и не происходит провалов напряжения питания. Приведены зависимости времени работы литий-ионного аккумулятора 3,6 В 600 мАч при нагрузке 2 А для питания устройств мобильной сотовой связи при включении молекулярного накопителя энергии и без него. Показано, что при включении молекулярного накопителя энергии время работы аккумулятора увеличивается почти на 20%.*

**Ключевые слова:** накопитель энергии, конденсатор, молекулярные накопители энергии, электрохимический конденсатор, псевдоконденсатор, режим заряда, электроника, гибридные системы накопления энергии.

**Для цитирования:** Зуев С.М., Малеев Р.А., Шматков Ю.М., Ханджалов М.Ю., Яхутль Д.Р. Исследование молекулярных накопителей энергии // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 49–56. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-49-56

## Введение

Молекулярные накопители энергии в последнее время находят широкое применение в различных отраслях техники, в частности в электронных приборах, в радиопередающих устройствах GPS/GPRS (навигаторы, трекеры, гаджеты), в счетчиках электроэнергии, в источниках бесперебойного питания, в устройствах аварийного освещения, в солнечных электростанциях, в твердотельных жестких дисках, в автомобильных «черных ящиках», в мультимедийных аудиосистемах, в элеваторах и лифтах, в системах запуска двигателей и дизель-генераторов, в ветрогенераторах, в железнодорожном транспорте и метро, а также на электромобилях и гибридных автомобилях [1].

Обычные диэлектрические и электролитические конденсаторы накапливают заряд на параллельных проводящих пластинах с относительно небольшой площадью поверхности и, следовательно, имеют ограниченную емкость. Однако они могут работать при высоких напряжениях. В качестве альтернативы электрохимические конденсаторы (ЭК) (также называемые молекулярными накопителями энергий) накапливают заряд в двойных электрических слоях или на участках восстановления-окисления поверхности (рис. 1) [2].

Молекулярные накопители энергии (МНЭ) представляют собой электрохимические конденсаторы с большими значениями удельной мощности, отличаются лучшими технически-

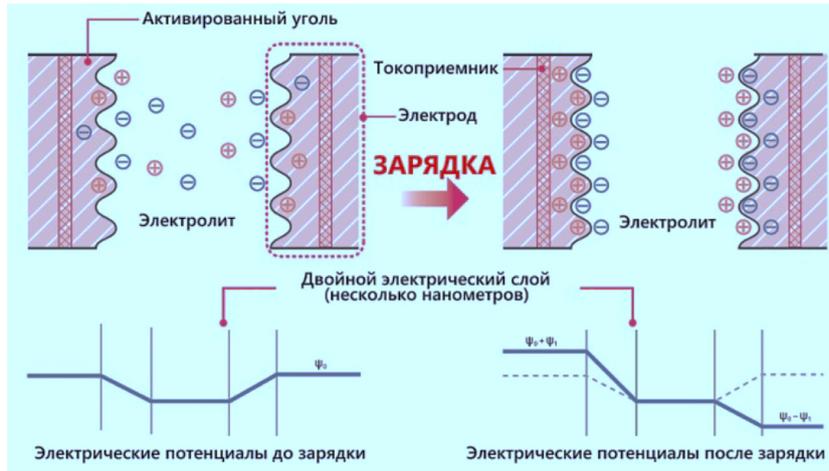


Рис. 1. Принцип действия МНЭ

Fig. 1. The principle of operation of the molecular energy storage

ми характеристиками, чем аккумуляторы, быстрее заряжаются и разряжаются [3].

В последние годы популярность портативных электронных устройств, таких как ноутбуки, мобильные устройства и гаджеты, цифровые фотоаппараты, а также электромобили и гибридные автомобили, привела к необходимости создания экологически чистых систем хранения энергии большой емкости [3]. Поэтому научные исследования были сосредоточены на создании энергоемких источников энергии и конденсаторов большой емкости. МНЭ или электрохимические конденсаторы с двойным слоем являются идеальными системами накопления энергии вследствие высокой удельной энергии, быстрой зарядки и большого срока службы по сравнению с обычными конденсаторами [4].

Принцип работы конденсаторов и МНЭ схожи. Однако системы хранения энергии отличаются друг от друга. В то время как элек-

трические заряды накапливаются на пластине конденсатора, электрические заряды в МНЭ реализуются путем накопления на электроде и сепараторе электролита. Благодаря системе хранения этих энергетических нагрузок МНЭ достигают высоких значений емкости (рис. 2) [4, 5].

МНЭ основаны на разделении электронных и электростатических зарядов между контактными поверхностями между электродом и раствором электролита, который представляет собой проводящую структуру как механизм накопления энергии. Во время процесса зарядки конденсатора электроны передаются от положительного электрода к отрицательному через внешний источник тока. Ионы электролита движутся по электроду. Во время периода разряда электроны перемещаются от отрицательного электрода к положительному.

Целью работы является определение основных параметров и характеристик молеку-

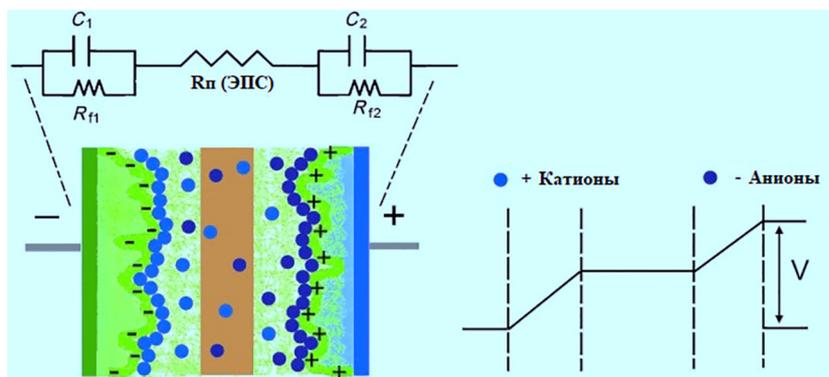


Рис. 2. Внутреннее устройство МНЭ

Fig. 2. The internal structure of the molecular energy storage

лярных накопителей энергии, а также исследование влияния молекулярных накопителей энергии на срок службы аккумуляторных батарей.

### Основная часть

Существующие типы молекулярных накопителей энергии, несмотря на большое их разнообразие, подразделяют на три типа [5] (рис. 3):

1. Конденсаторы с двойным электрическим слоем (КДЭС).
2. Псевдоконденсаторы.
3. Гибридные конденсаторы.

#### Конденсатор с двойным электрическим слоем (КДЭС)

Конденсаторы с двойным электрическим слоем (КДЭС) представляют собой элементы накопления энергии с высокой удельной энергией по сравнению с обычными конденсаторами и высокой удельной мощностью по сравнению с батареями. В отличие от обычных конденсаторов, в которых не используются химические реакции и сохраняется небольшое количество энергии за счет физического накопления электрических зарядов между двумя проводящими пластинами при приложении электрического поля, эти электрохимические накопители переходят границы в аккумуляторной технологии с использованием специальных электродов и электролита, и имеют значения емкости до 3500 Ф в одном стандартном корпусе с длительным сроком службы (> 100 000 циклов) [6].

#### Псевдоконденсаторы

Псевдоконденсаторы, также называемые фарадеевскими МНЭ, отличаются от КДЭС тем,

что псевдоемкость возникает в результате быстрых и обратимых фарадеевских (окислительно-восстановительных) реакций на поверхности электрода или вблизи нее. Фарадеевские электрохимические процессы включают прохождение заряда через двойной слой, в результате чего ток проходит через ячейку МНЭ.

Такие конденсаторы обладают высокой удельной энергией, но низкой удельной мощностью по сравнению с КДЭС. В качестве материалов для КДЭС как правило применяют псевдоемкостные материалы – оксиды металлов ( $\text{RuO}_2$ ,  $\text{MnO}_2$ ) и электропроводящие полимеры (полианилины, полипирролы, политиофены) [7].

#### Гибридные конденсаторы:

Представляют с собой комбинацию аккумулятора и конденсатора в одном корпусе, благодаря чему они имеют высокие значения как удельной энергии, так и мощности [8]. В настоящее время проводятся большие исследования гибридных конденсаторов с различными конструкциями электродов (композитные, асимметричные и аккумуляторные) [8–9].

В гибридных конденсаторах используются углеродные и металлооксидные материалы. Использование активированного угля для электродов при производстве конденсаторов дает возможность изменять диапазон потенциалов. Удельная энергия гибридных конденсаторов больше, чем у конденсаторов с двойным слоем, но меньше, чем у аккумуляторных батарей [9].

Основные характеристики молекулярных накопителей энергии:

– время зарядки/разрядки: от миллисекунд до секунд;

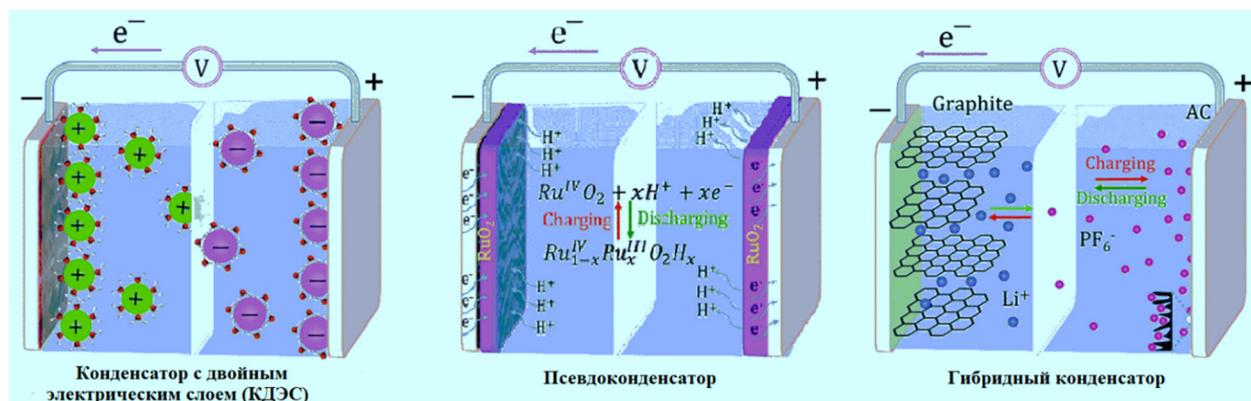


Рис. 3. Основные типы МНЭ

Fig. 3. Types of molecular energy storages

- рабочая температура: от  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- рабочее напряжение: около 1 В (для жидких электролитов) и около 2–3 В (для органических электролитов);
- емкость: от 1 мФ до  $> 10,000\text{ Ф}$ ;
- срок службы: от 5000 до 50 000 часов (в зависимости от температуры и напряжения);
- удельная мощность: от 0,01 до 10 кВт/кг;
- удельная энергия: от 0,05 до 10 Вт·ч/кг;
- импульсная нагрузка: от 0,1 до 100 А.

МНЭ имеют следующие преимущества и недостатки.

Преимущества:

- малое внутреннее сопротивление;
- большой срок службы;
- неограниченное по количеству циклов заряд/разряд;
- относительно малая стоимость;
- широкий диапазон рабочих температур: от  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- быстрый процесс заряда и разряда;
- работа при любом напряжении, что не превышает номинального;
- использование простых способов заряда;
- отсутствие контроля за режимом заряда.

К числу недостатков МНЭ следуют отнести:

- относительно низкую удельную энергию;

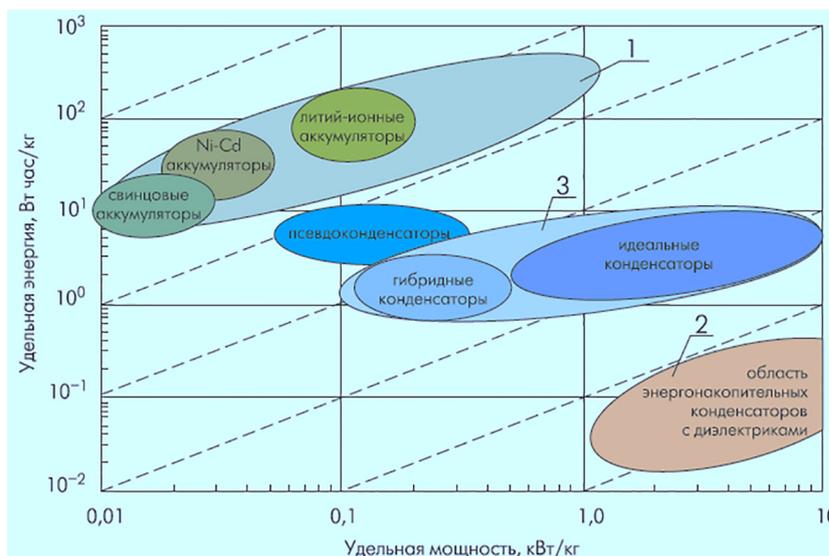
- невозможность обеспечения полного накопления электроэнергии;
- относительно низкое напряжение одного элемента накопителя;
- повышенный саморазряд.

МНЭ представляют собой элементы питания, которые занимают промежуточное положение между химическими источниками тока (аккумуляторами и батарейками) и обыкновенными конденсаторами (рис. 4) [10].

Сравнительный анализ различных накопителей энергии показал, что НЭ (конденсаторы, МНЭ и т.д.) при небольшой удельной энергии обладают высокими показателями по удельной мощности [10]. Аккумуляторы отличаются достаточно большой емкостью, но имеют относительно высокое внутреннее сопротивление, что в значительной степени снижает ток отдачи. При относительно небольшой емкости МНЭ способны отдавать достаточно большие токи нагрузки. Таким образом, МНЭ и аккумулятор идеально дополняют друг друга.

На рис. 5 представлена осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при импульсном токе нагрузки 2А.

На рис. 6 представлена осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при параллельном выключении МНЭ емкостью 7 Ф.



**Рис. 4. Анализ параметров источников энергии:**

- 1 – область перспективного развития перезаряжаемых химических источников тока (аккумуляторов);
- 2 – область перспективного развития энергонакопительных конденсаторов с диэлектриками;
- 3 – область перспективного развития конденсаторов с двойным электрическим слоем

*Fig. 4. Analysis of the parameters of energy sources: 1 – area of prospective development of rechargeable chemical current sources (batteries); 2 – area of promising development of energy storage capacitors with dielectrics; 3 – area of promising development of capacitors with an electric double layer*

Таблица 1

**Параметры различных накопителей энергии**

Table 1. Parameters of various energy storage devices

Тип накопителей энергии	Удельная энергия, Дж/см <sup>3</sup>	Максимальная мощность, Вт	Удельная мощность, Вт/м <sup>3</sup>
Емкостный	0,1–0,5	10 <sup>12</sup> –10 <sup>13</sup>	10 <sup>11</sup>
Индуктивный	10–40	10 <sup>8</sup> –10 <sup>9</sup>	10 <sup>9</sup>
Механический	100	10 <sup>7</sup> –10 <sup>8</sup>	10 <sup>8</sup>
Химический	200–500	10 <sup>6</sup> –10 <sup>7</sup>	10 <sup>7</sup>

Таблица 2

**Анализ молекулярных накопителей энергии и аккумуляторов**

Table 2. Analysis of molecular energy storage and batteries

Параметр	МНЭ	Аккумуляторы
Механизм накопления	Электростатическое накопление заряда	Химическое взаимодействие
Удельная емкость, Вт·ч/кг	3...5	20...150
Удельная мощность, кВт/кг	2...3	0,05...0,3
Время заряда	Быстрое 1...30 с	0,3...3 часа
Срок службы	Более 500,000 циклов заряда-разряда, 10..50 лет	500...2000 циклов заряда-разряда, 10..50 лет
Эффективность заряда-разряда, %	90...95	70...85
Диапазон рабочих температур, °С	-40...70	-20...70

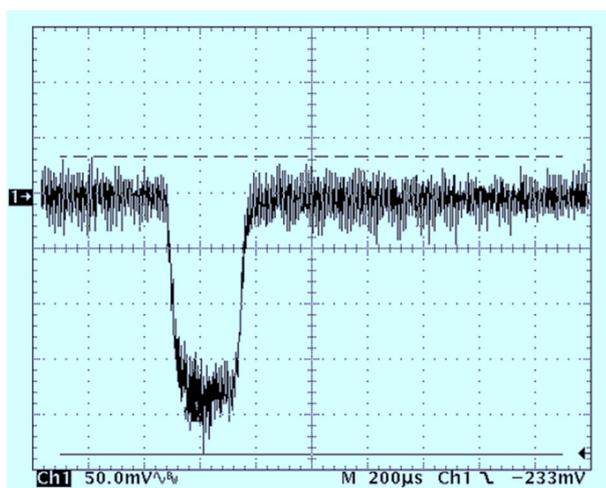


Рис. 5. Осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при импульсном токе нагрузки 2А

Fig. 5. Oscillogram of a lithium-ion battery with a voltage of 10.8 V at a pulsed load current of 2A

Сравнительный анализ осциллограмм показывает, что при включении МНЭ емкостью 7 Ф значительно улучшаются переходные процессы и не происходит провалов напряжения питания.

На рис. 7 представлена осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением

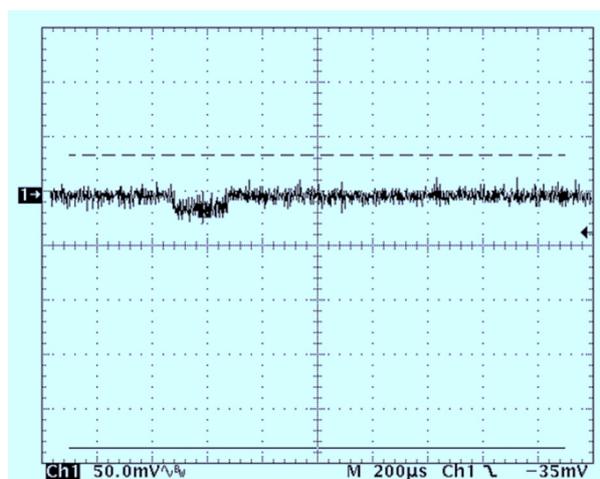


Рис. 6. Осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при параллельном выключении МНЭ емкостью 7 Ф

Fig. 6. Oscillogram of a lithium-ion battery with a voltage of 10.8 V with parallel switching off of the molecular energy storage with a capacity of 7 F

ем 10,8 В при импульсном токе нагрузки 2А для ноутбука с DVD.

На рис. 8 представлена осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при параллельном выключении МНЭ емкостью 7 Ф для ноутбука с DVD

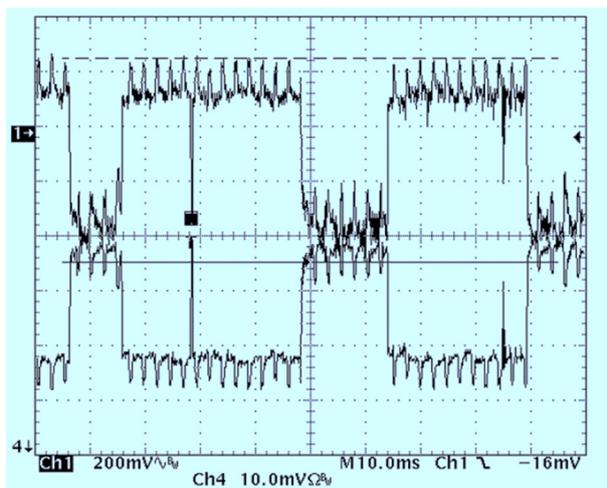


Рис. 7. Осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при импульсном токе нагрузки 2А для ноутбука с DVD

Fig. 7. Waveform of 10.8V Li-ion battery at 2A impulse load current for laptop with DVD

Таким образом, включение МНЭ параллельно аккумулятору позволяет значительно уменьшить пиковую нагрузку, обеспечивая тем самым более всякое качество напряжения питания ноутбука. При этом уменьшается нагрев аккумулятора, повышается его КПД и срок службы.

На рис. 9 приведены зависимости времени работы литий-ионного аккумулятора 3,6 В 600 мАч при нагрузке 2 А для питания устройств мобильной сотовой связи при включении молекулярного накопителя энергии и без него (серая кривая – без МНЭ, черная – с МНЭ).

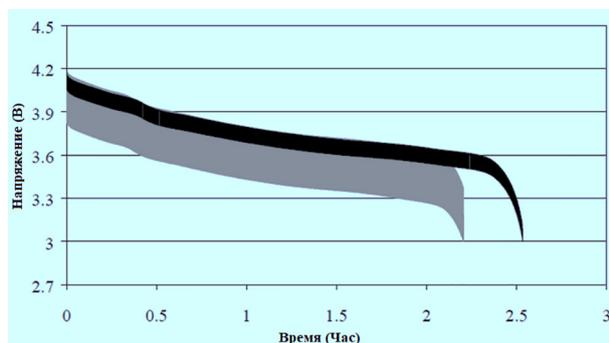


Рис. 9. Времени работы литий-ионного аккумулятора 3,6 В 600 мАч при нагрузке 2 А для питания устройств мобильной сотовой связи при включении молекулярного накопителя энергии и без него

Fig. 9. Run-time of 3.6V 600mAh Li-ion battery at 2A load to power mobile cellular devices with and without molecular energy storage

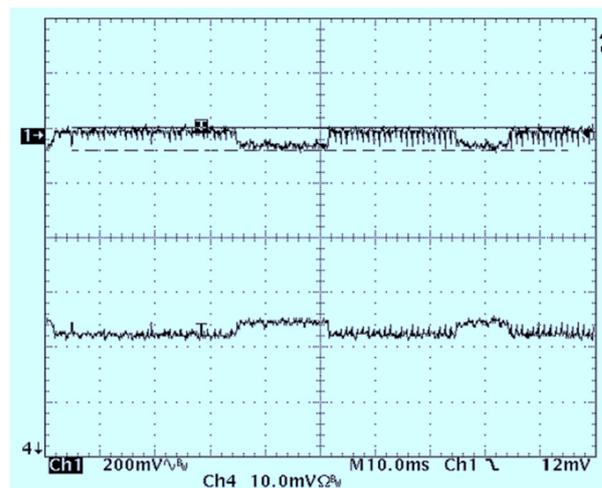


Рис. 8. Осциллограмма литий-ионного аккумулятора с напряжением 10,8 В при параллельном выключением МНЭ емкостью 7 Ф для ноутбука с DVD

Fig. 8. Oscillogram of a lithium-ion battery with a voltage of 10.8 V with parallel switching off of a 7 F molecular energy storage for a laptop with DVD

Как видно, включение молекулярного накопителя энергии позволяет увеличить время работы аккумулятора почти на 20 %.

### Заключение

В данной статье был проведен подробный обзор и анализ молекулярных накопителей энергии, определены их основные характеристики и параметры, а также области применения. Проведенный сравнительный анализ различных накопителей энергии показал, что накопители энергии (конденсаторы, МНЭ и т.д.) при небольшой удельной энергии обладают высокими показателями по удельной мощности.

Можно отметить, что аккумуляторы отличаются достаточно большой емкостью, но имеют относительно высокое внутреннее сопротивление, что в значительной степени снижает ток отдачи. МНЭ представляют собой элементы питания, которые занимают промежуточное положение между химическими источниками тока (аккумуляторами и батарейками) и обыкновенными конденсаторами. При относительно небольшой емкости МНЭ способны отдавать достаточно большие токи нагрузки. Таким образом, МНЭ и аккумулятор идеально дополняют друг друга.

Приведенные исследования показывают, что включение МНЭ параллельно аккумулятору значительно снижает пиковую нагрузку на аккумулятор, в результате чего снижается его нагрев, а также повышается КПД и срок службы.

## Литература

1. Maleev R.A., Zuev S.M., Fironov A.M., Volchkov N.A., Skvortsov A.A. The starting processes of a car engine using capacitive energy storages. *Periodico Tche Quimica*, 2019, vol. 16, No 33, p. 877–888.
2. Малеев Р.А., Зуев С.М., Скворцов А.А., Лавриков А.А. Системы электростартерного пуска с высоковольтными источниками тока. Проблемы машиностроения и автоматизации. 2020. № 1. С. 66–71.
3. Grebenchikov N.P., Varlamov D.O., Zuev S.M., Maleev R.A., Skvortsov A.A. and Grebenchikov A.P. Study of Solar Panel Charge Controllers. ISSN 1064-2269, *Journal of Communications Technology and Electronics*, 2020, Vol. 65, No. 9, pp. 1053–1061.
4. Малеев Р.А., Гулин А.Н., Мычка Н.В., Кузнецова Ю.А. Система электростартерного пуска с различными источниками тока // Известия МГТУ «МАМИ». № 4 (26), 2015. Т. 1. С. 51–55.
5. Малеев Р.А., Гулин А.Н., Мычка Н.В., Капралова М.А. Расчет параметров системы электростартерного пуска двигателя с комбинированным источником тока // МГТУ «МАМИ», 2014, № 3 (21). Т. 1. С. 47–53.
6. Малеев Р.А., Шматков Ю.М. Исследование нестандартных источников тока в системах электростартерного пуска двигателей внутреннего сгорания // МГТУ «МАМИ», 2014, № 1 (19). Т. 1. С. 39–45.
7. Лавриков А.А., Малеев Р.А., Зуев С.М., Шматков Ю.М. Математическое моделирование адаптера для выравнивания напряжений аккумуляторной батареи // МГТУ «МАМИ», 2019, № 3 (41). С. 57–66.
8. Кузнецов В., Панькина О., Мачковская Н. Конденсаторы с двойным электрическим слоем (ионисторы): разработка и производство, Компоненты и технологии. 2005. № 6.
9. Малеев Р.А., Зуев С.М., Лавриков А.А., Гребенчиков Н.П. Исследование режимов работы емкостных накопителей энергии в системах пуска автомобильного двигателя // МГТУ «МАМИ», 2019, № 1 (39). С. 29–36.
10. Малеев Р.А., Шматков Ю.М., Холодов А.А. Системы электростартерного пуска с высоковольтными источниками тока // МГТУ МАМИ, 2018, № 1 (35). С. 33–38.

## References

1. Maleev R.A., Zuev S.M., Fironov A.M., Volchkov N.A., Skvortsov A.A. The starting processes of a car engine using capacitive energy storages. *Periodico Tche Quimica*, 2019, vol. 16, No 33, p. 877–888.
2. Maleyev R.A., Zuyev S.M., Skvortsov A.A., Lavrikov A.A. Electric starting systems with high voltage power sources. *Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii*. 2020. No 1, pp. 66–71 (in Russ.).
3. Grebenchikov N.P., Varlamov D.O., Zuev S.M., Maleev R.A., Skvortsov A.A. and Grebenchikov A.P. Study of Solar Panel Charge Controllers. ISSN 1064-2269, *Journal of Communications Technology and Electronics*, 2020, Vol. 65, No. 9, pp. 1053–1061.
4. Maleyev R.A., Gulin A.N., Mychka N.V., Kuznetsova Yu.A. Electric starting system with various power sources. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. No 4 (26), 2015. V. 1, pp. 51–55 (in Russ.).
5. Maleyev R.A., Gulin A.N., Mychka N.V., Kapralova M.A. Calculation of the parameters of the electric starting system of the engine with a combined power source. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014, No 3 (21). V. 1, pp. 47–53 (in Russ.).
6. Maleyev R.A., Shmatkov Yu.M. Investigation of unconventional power sources in systems for electric starter start-up of internal combustion engines. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014, No 1 (19). V. 1, pp. 39–45 (in Russ.).
7. Lavrikov A.A., Maleyev R.A., Zuyev S.M., Shmatkov Yu.M. Mathematical modeling of an adapter for battery voltage equalization. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2019, No 3 (41), pp. 57–66 (in Russ.).
8. Kuznetsov V., Pan'kina O., Machkovskaya N. Electrical double layer capacitors (supercapacitors): development and production. *Komponenty i tekhnologii*. 2005. No 6 (in Russ.).
9. Maleyev R.A., Zuyev S.M., Lavrikov A.A., Grebenchikov N.P. Investigation of operating modes of capacitive energy storage systems in starting systems of a vehicle engine. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2019, No 1 (39), pp. 29–36 (in Russ.).
10. Maleyev R.A., Shmatkov Yu.M., Kholodov A.A. Electric starting systems with high-voltage power sources. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2018, No 1 (35), pp. 33–38 (in Russ.).

## RESEARCH ON MOLECULAR ENERGY STORAGE

PhD in Physics and Mathematics **S.M. Zuyev**<sup>1</sup>, PhD in Engineering **R.A. Maleyev**<sup>1</sup>, **Yu.M. Shmatkov**<sup>1</sup>, **M.Yu. Khandzhalov**<sup>1</sup>,  
PhD in Engineering **D.R. Yakhutl'**<sup>2</sup>

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

<sup>2</sup>Federal State Unitary Enterprise Scientific Research and Experimental Institute of Road Electronics and Electric Devices, Moscow, Russia  
eope@mospolytech.ru

*This article provides a comparative analysis of various energy storage devices. A detailed review and analysis of molecular energy storage units is carried out, their main characteristics and parameters, as well as their application areas, are determined.*

*The main types of molecular energy storage are determined: electric double layer capacitors, pseudo capacitors, hybrid capacitors. Comparison of the characteristics of various batteries is given. The parameters of various energy storage devices are presented. The analysis of molecular energy storage devices and accumulators is carried out. Their advantages and disadvantages are revealed.*

*It has been shown that molecular energy storage or double layer electrochemical capacitors are ideal energy storage systems due to their high specific energy, fast charging and long life compared to conventional capacitors.*

*The article presents oscillograms of a lithium-ion battery with a voltage of 10,8 V at a pulsed load current of 2A of a laptop with and without a molecular energy storage device, as well as oscillograms of a laptop with DVD lithium-ion battery with a voltage of 10,8 V with a parallel shutdown of a molecular energy storage device with a capacity of 7 F and without it. The comparative analysis shows that when the molecular energy storage unit with a 7 F capacity is switched on and off, transient processes are significantly improved and there are no supply voltage dips. The dependences of the operating time of a 3,6 V 600 mAh lithium-ion battery at a load of 2 A for powering mobile cellular devices with and without a molecular energy storage are given. It is shown that when the molecular energy storage device is switched on, the battery operation time increases by almost 20 %.*

**Keywords:** energy storage, capacitor, molecular energy storage, electrochemical capacitor, pseudo capacitor, charge mode, electronics, hybrid energy storage systems.

**Cite as:** Zuyev S.M., Maleyev R.A., Shmatkov Yu.M., Khandzhalov M.Yu., Yakhutl' D.R. Research on molecular energy storage. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 49–56 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-49-56

# ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИГМА-ТОЧЕЧНОГО ФИЛЬТРА КАЛМАНА

Чаплыгин А.В., к.т.н. Куликов И.А.

Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ», Москва, Россия  
chaplyghin.94@mail.ru

*В статье рассматривается проблема идентификации параметров курсового движения автомобиля, которые необходимы для работы систем активной безопасности (САБ). Отсутствие возможности определять часть необходимых для функционирования САБ параметров путем прямых измерений бортовыми датчиками (в силу отсутствия соответствующих датчиков в серийных автомобилях) обуславливает актуальность применения для идентификации этих параметров косвенных вычислительных методов, которые основаны на математических структурах, называемых наблюдателями. Цель настоящей работы заключается в создании системы идентификации параметров движения автомобиля, которая, используя доступные на борту автомобиля измерения и математический аппарат теории наблюдателей и оптимальных фильтров, косвенным образом определяет неизмеряемые параметры, представляющие важность для работы систем активной безопасности.*

*На основании анализа существующих методов и инструментов предложена схема наблюдателя параметров курсового движения автомобиля с использованием сигма-точечного фильтра Калмана. Наблюдатель идентифицирует боковую составляющую вектора скорости автомобиля, коэффициенты бокового сцепления шин с опорной поверхностью и углы увода колес посредством модели динамики автомобиля и бортовых инерциальных датчиков, измеряющих линейные ускорения и скорость рыскания автомобиля.*

*Работоспособность и адекватность наблюдателя подтверждена путем сопоставления идентифицируемых им параметров с прямыми измерениями, выполненными в ходе дорожных испытаний автомобиля. В качестве меры оценки точности использовалась среднеквадратическая ошибка идентификации относительно прямых измерений параметров курсового движения. Дополнительная оценка адекватности произведена путем сравнения идентифицированной характеристики сцепления (зависимости коэффициента сцепления от угла увода) с характеристикой, полученной путем аппроксимации с помощью математической модели шины. Оценка показала хорошее качество идентификации параметров курсового движения, обеспечиваемое разработанным наблюдателем, что дает основания считать его полезным инструментом для исследования и разработки систем активной безопасности.*

**Ключевые слова:** курсовое движение автомобиля, идентификация параметров, наблюдатель, сигма-точечный фильтр Калмана.

**Для цитирования:** Чаплыгин А.В., Куликов И.А. Идентификация параметров курсового движения автомобиля с использованием сигма-точечного фильтра Калмана // Известия МГТУ «НАМИ». 2021. № 3 (49). С. 57–69. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-57-69

## Введение

Современные системы активной безопасности (САБ) представляют собой комплексы аппаратных и программных средств, способных управлять практически всеми основными компонентами и агрегатами автомобиля – от двигателя и тормозных механизмов до рулевого привода [1]. Расширение функциональности САБ происходит также за счет развития сенсорной части, которая в дополнение к традиционным бортовым измерительным системам (датчики угловых скоростей, ускорений, поворота рулевого колеса и т.д.) в настоящее время может включать средства технического

зрения: радары, лидары, камеры. В результате наиболее развитые современные САБ способны не только обеспечивать управляемость и устойчивость движения автомобиля в критических ситуациях, но и автоматически предотвращать его столкновения с препятствиями, на появление которых по каким-либо причинам не успевает среагировать водитель.

Несмотря на интенсивное развитие сенсорной базы САБ существенная часть параметров движения автомобиля остается недоступной для прямых измерений средствами, которыми оборудуется серийный автомобиль. Основные из этих параметров – скорость поступатель-

ного движения автомобиля, проскальзывание шин, коэффициенты сцепления шин с опорной поверхностью, углы бокового увода и динамическое перераспределение веса, приходящегося на колеса. Данные параметры являются ключевыми характеристиками движения автомобиля, без которых не может обойтись работа САБ. Кроме того, необходимо отметить, что измеряемые бортовыми датчиками автомобиля параметры содержат погрешности измерений, шум, дрейф нуля и ошибки, связанные с внешними условиями. Также сами датчики могут функционировать некорректно (пример – «залипание» в нуле сигнала датчика бокового ускорения при маневрировании автомобиля на льду, описанное в [1]) или выходить из строя.

Перечисленные проблемы идентификации параметров движения автомобиля и неточности бортовых средств измерения требуют применения методов косвенной идентификации неизменяемых и измеряемых параметров (последнее необходимо для дублирования измерений с целью повышения их надежности) [2, 3, 4]. Математические структуры, способные решать такие задачи, принято называть наблюдателями. За несколько десятилетий были созданы и описаны в литературе различные варианты наблюдателей на основе фильтра Калмана [5], скользящих режимов [6] и методов Монте-Карло [7]. Подробную классификацию наблюдателей можно найти в работе [8]. Наибольшее распространение получили наблюдатели на основе фильтра Калмана, который обладает хорошей адаптивностью к изменяющимся внешним условиям и внутренним параметрам наблюдаемых объектов, а также устойчив к возмущениям и дает высокую точность идентификации даже при сильно зашумленных измерениях, при этом не предъявляя высоких требований к вычислительным ресурсам.

При рассмотрении курсового движения автомобиля основными параметрами, которые необходимо идентифицировать, являются боковое ускорение, скорость рыскания, коэффициенты сцепления колеса с опорной поверхностью, углы бокового увода. Опубликовано большое число работ, в которых для решения этой задачи используются различные типы наблюдателей. В частности, в работах [9, 10] боковое ускорение и углы бокового увода идентифицируются при помощи велосипедной модели автомобиля и линейной модели шины. В работах [11, 12, 13] для идентификации параметров

курсового движения используются наблюдатели на основе т.н. расширенного фильтра Калмана (*Extended Kalman Filter, EKF*). Ряд публикаций посвящен идентификации параметров курсового движения сигма-точечным фильтром Калмана (*Unscented Kalman Filter, UKF*) [14, 15].

В настоящей работе в качестве основы для наблюдателя параметров курсового движения автомобиля выбран сигма-точечный фильтр Калмана. Его применение обусловлено в первую очередь использованием нелинейной модели движения автомобиля. Для нелинейных систем разработано несколько алгоритмов, основанных на классическом фильтре Калмана, самым известным из которых является EKF. Его алгоритм предполагает линеаризацию модели наблюдаемого объекта на каждом временном шаге с расчетом матрицы Якоби, которая для достаточно сложных моделей имеет весьма громоздкий вид. Сигма-точечный фильтр Калмана, как описано в работе [16], при сопоставимых с EKF вычислительных затратах не требует расчета якобиана и позволяет получить более высокий порядок аппроксимации целевой функции, который достигается линеаризацией ее плотности распределения вероятностей [16].

### **Наблюдатель параметров курсового движения автомобиля**

В предлагаемом наблюдателе параметров курсового движения автомобиля вектор идентифицируемых переменных (переменных состояния) включает в себя боковую проекцию полного вектора скорости центра масс (ЦМ)  $v_{уц.м.}$ , скорость рыскания ( $\omega_z$ ), коэффициенты бокового сцепления ( $\mu_{y11}, \mu_{y21}, \mu_{y21}, \mu_{y22}$ ) и углы бокового увода ( $\alpha_{11}, \alpha_{12}, \alpha_{21}, \alpha_{22}$ ) колес. В качестве измеряемых параметров используются угол поворота рулевого колеса ( $\delta_{п.к.}$ ), скорость рыскания автомобиля ( $\omega_z$ ) и боковое ускорение в ЦМ ( $a_{уц.м.}$ ). Последние два параметра измеряются бортовым инерциальным модулем, включающим датчик угловой скорости и линейный акселерометр.

Алгоритм работы наблюдателя разделен на два этапа: этап прогноза и этап обновления данных. На первом временном шаге работы наблюдателя необходимо задать начальное значение  $x_0$  вектора состояния (ВС) и матрицы ковариации системы ( $P_0$ ). Они могут быть измерены каким-либо устройством или выбра-

ны на основе априорных данных. Даже если начальные условия выбраны не совсем точно, оценка фильтра Калмана сойдется к реальному значению через некоторое конечное время. В настоящей работе начальные условия считаются априорно неизвестными, поэтому задаются нулевыми. По выбранным начальным условиям при помощи сигма-точечного преобразования (т.н. *unscented transform*) [16] вычисляется набор сигма-точек, которые затем используются для аппроксимации первых двух моментов ВС системы (математического ожидания и матрицы ковариации). На этапе прогноза полученные сигма-точки пропускаются через нелинейную модель наблюдаемого объекта, в результате чего рассчитываются прогнозные оценки переменных ВС, а также матрицы ковариации системы. На этапе обновления данных оценка ВС, полученная на этапе прогноза, используется в модели измерений  $h(x, t)$  для расчета оценок наблюдаемых параметров, которые затем сравниваются со значениями измерений ( $z_k$ ) полученными от физических датчиков. Рассчитанная невязка измерений ( $e_k$ ) умножается на коэффициент усиления фильтра Калмана ( $K$ ), на основе величины которого оценкам этапов прогноза и обновления данных присваиваются весовые коэффициенты. Коэффициент усиления  $K$  вычисляется по известному алгоритму [16] с использованием матриц ковариации ВС и наблюдений. На рис. 1 представлена блок-схема описанного алгоритма наблюдателя.

Математическая модель объекта  $\dot{x} = f(x, t)$ , используемая на этапе прогноза, должна рассчитывать перечисленные параметры ВС и адекватно воспроизводить курсовое движение автомобиля на поверхностях с различными сцепными свойствами. При выводе модели

принят ряд допущений: продольная скорость автомобиля в ЦМ считается известной (например, идентифицированной с помощью другого наблюдателя или по данным спутниковой навигационной системы); при выполнении траекторных маневров продольное ускорение автомобиля невелико, что позволяет считать продольные проекции касательных реакций опорной поверхности малыми и не учитывать их в уравнениях модели; поперечный наклон дорожного полотна считается пренебрежимо малым. На основании перечисленных требований и допущений была разработана модель плоскопараллельного движения автомобиля, расчетная схема которой представлена на рис. 2.

В модели номер колеса определяется двойным индексом  $ij$ , где  $i$  – порядковый номер колесной оси,  $j$  – номер колеса на соответствующей оси, начиная с колеса правого борта.

Математическое описание, выведенное на основе данной расчетной схемы, представляет собой следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \dot{v}_{\text{уш.м.}} = \frac{1}{m} \cdot (R_{y11} \cdot \cos(\delta_{k11}) + R_{y12} \cdot \cos(\delta_{k12}) + R_{y21} + R_{y22}) - v_{\text{ш.м.}} \cdot \omega_z + w_{\text{уш.м.}} \\ \dot{\omega}_z = \frac{1}{J_z} \cdot (R_{y11} \cdot \cos(\delta_{k11}) \cdot l_1 + R_{y11} \cdot \sin(\delta_{k11}) \cdot \frac{b_1}{2} + R_{y12} \cdot \cos(\delta_{k12}) \cdot l_1 - R_{y12} \cdot \sin(\delta_{k12}) \cdot \frac{b_1}{2} - R_{y21} \cdot l_2 - R_{y22} \cdot l_2) + w_{\omega_z} \\ \dot{\mu}_{yij} = w_{\mu yij} \\ \alpha_{k11,12} = \arctg\left(\frac{v_{\text{ук}11,12}}{v_{\text{ук}11,12}}\right) - \delta_{k11,12} \\ \alpha_{k21,22} = \arctg\left(\frac{v_{\text{ук}21,22}}{v_{\text{ук}21,22}}\right) \end{cases}$$

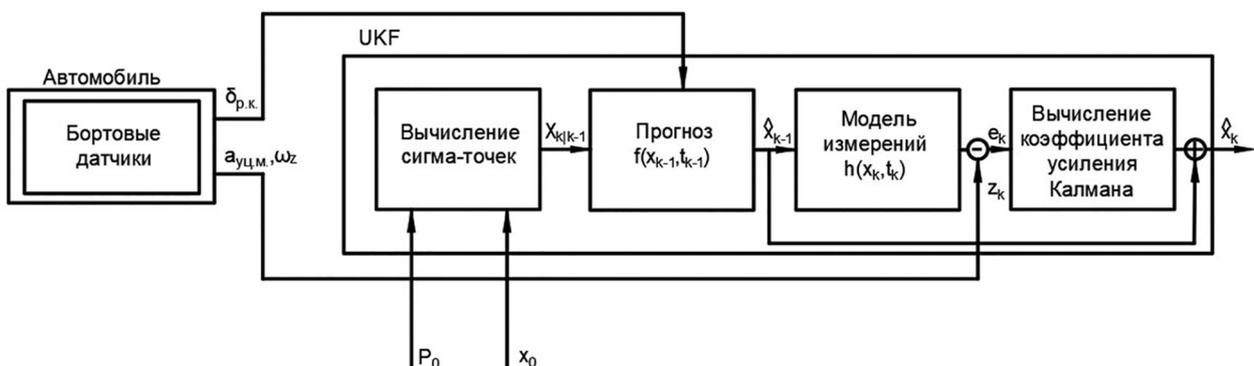


Рис. 1. Блок-схема наблюдателя параметров курсового движения автомобиля

Fig. 1. Block diagram of the observer of the parameters of the course movement of the vehicle

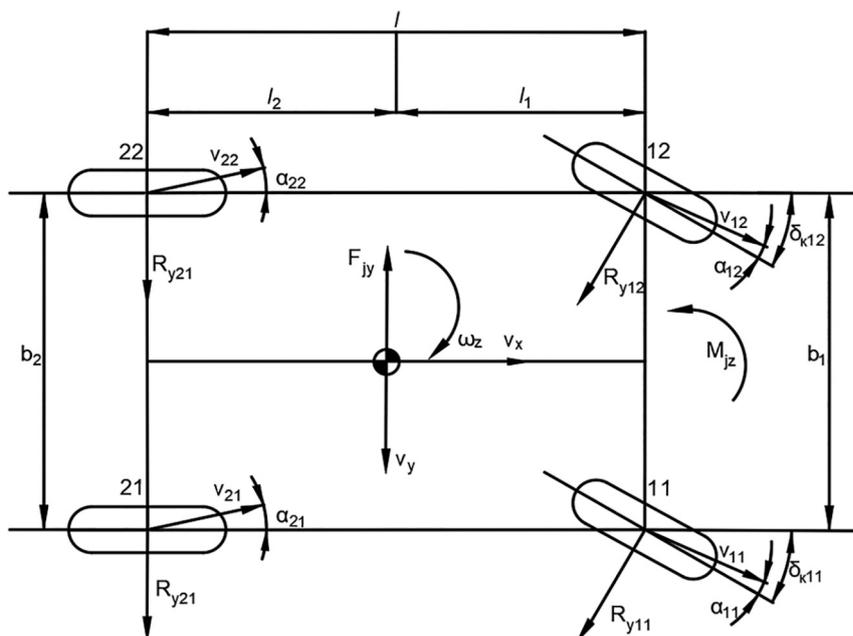


Рис. 2. Расчетная схема модели движения автомобиля

Fig. 2. Calculation scheme of the vehicle movement model

где  $m$  – масса автомобиля;  $M_{jz}$  – инерционный момент, действующий на автомобиль относительно оси  $z$ ;  $v_{xц.м.}$  – продольная проекция вектора скорости ЦМ;  $J_z$  – инерция автомобиля относительно оси  $z$ ;  $R_{y11}, R_{y12}, R_{y21}, R_{y22}$  – боковые проекции касательных реакций опорной поверхности, действующих на соответствующие колеса автомобиля;  $\delta_{к11,12}$  – углы поворота передних управляемых колес, которые рассчитываются при помощи угла поворота рулевого колеса и передаточной характеристики рулевого механизма;  $l_1, l_2$  – расстояния от ЦМ до центров передней и задней осей соответственно;  $b_1$  – колея передних колес;  $b_2$  – колея задних колес;  $v_{yкij}$  – боковая проекция вектора скорости в центре вращения  $j$ -го колеса  $i$ -й оси;  $v_{xкij}$  – продольная проекция вектора скорости в центре вращения  $j$ -го колеса  $i$ -й оси;  $w_{vy} = [w_{vy}, w_{oz}, w_{\mu y11}, w_{\mu y12}, w_{\mu y21}, w_{\mu y22}]$  – вектор нормальных случайных процессов с нулевым математическим ожиданием и ковариационной матрицей  $Q$ , который описывает стохастический характер поведения системы. В частности, боковые коэффициенты сцепления считаются в данной модели случайными процессами.

Выражение для расчета боковых проекций касательных реакций выглядит следующим образом:

$$R_{yij} = R_{zij} \cdot \mu_{yij},$$

где  $R_{zij}$  – нормальная реакция, действующая на  $j$ -е колесо  $i$ -й оси.

Перераспределение нормальных реакций в поперечной плоскости автомобиля рассчитывается на основании условия статического равновесия моментов сил, действующих на автомобиль в этой плоскости. Нормальная реакция, действующая на правый борт автомобиля ( $R_{zp.б.}$ ), находится из условия равновесия моментов сил относительно точки контакта колес левого борта с поверхностью дороги. Нормальная реакция, действующая на левый борт ( $R_{zl.б.}$ ), определяется из суммы проекций сил на вертикальную ось автомобиля  $z$ . В результате получается следующая система уравнений:

$$\begin{cases} R_{zp.б.} = \frac{m \cdot a_{уц.м.} \cdot h_{ц.м.} + m \cdot g \cdot 0.5 \cdot b_{cp}}{b_{cp}}; \\ R_{zl.б.} = m \cdot g - R_{zp.б.}, \end{cases}$$

где  $h_{ц.м.}$  – высота ЦМ автомобиля над поверхностью дороги;  $b_{cp}$  – средняя колея автомобиля;  $g$  – ускорение свободного падения.

Продольная и боковая составляющие вектора скорости в центрах колес рассчитываются по следующим формулам:

$$v_{xкij} = v_{xц.м.} \pm \omega_z \cdot \frac{b_i}{2}; v_{yкij} = v_{yц.м.} \pm \omega_z \cdot l_i;$$

Колесам левого борта в формуле расчета продольных составляющих вектора скорости

и колесам передней оси в формуле расчета боковых составляющих вектора скорости соответствует знак «+».

Модель измерений  $h(x, t)$  представляет собой следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} v_{уц.м.} = \omega_{збез.ув} \cdot l_2 + v_{уц.м.} \\ a_{уц.м.} = a_{уц.м.} + v_{ауц.м.} \\ \omega_z = \omega_z + v_{\omega z} \\ \mu_{yij} = a_{yki} / g + v_{\mu yij} \end{cases};$$

где  $v_{уц.м.} = [v_{vy}, v_{ay}, v_{\omega z}, v_{\mu y11}, v_{\mu y12}, v_{\mu y21}, v_{\mu y22}]$  – вектор нормальных случайных процессов с нулевым математическим ожиданием и ковариационной матрицей  $R$ , который описывает стохастический характер модели наблюдений;  $\omega_{збез.ув}$  – скорость рыскания, рассчитанная с помощью кинематической модели поворота автомобиля без учета бокового увода.

Для коррекции скорости рыскания и бокового ускорения в ЦМ используются прямые измерения, а коэффициенты сцепления корректируются при помощи боковых ускорений в центрах колес, для расчета которых необходимо перенести боковое ускорение, измеряемое в ЦМ, при помощи следующих формул:

$$a_{yк1,12} = a_{y1} \pm \omega_z^2 \cdot \frac{b_1}{2}; a_{yк21,22} = a_{y2} \pm \omega_z^2 \cdot \frac{b_2}{2},$$

где  $a_{yкij}$  – боковое ускорение в центре вращения  $j$ -го колеса  $i$ -й оси;  $a_{y1}$  и  $a_{y2}$  – боковые ускорения в центрах передней и задней осей соответственно. Для колес левого борта в формулах используется знак «+».

Боковые ускорения в центрах осей рассчитываются следующим образом:

$$a_{y1} = a_{уц.м.} + \dot{\omega}_z \cdot l_1; a_{y2} = a_{уц.м.} - \dot{\omega}_z \cdot l_2,$$

где  $\dot{\omega}_z$  – угловое ускорение автомобиля относительно оси  $z$ .

Для коррекции боковой составляющей вектора скорости ЦМ используется кинематическая велосипедная модель траекторного движения автомобиля с допущением пренебрежимо малого бокового увода. Такая модель ниже будет называться «безуводной». Скорость рыскания  $\omega_{збез.ув}$  в этой модели рассчитывается согласно следующему выражению:

$$\omega_{збез.ув} = \frac{v_{хц.м.} \cdot \text{tg}(\delta_{к.ср.})}{l};$$

где  $\delta_{к.ср.}$  – средний угол поворота управляемых колес;  $l$  – колесная база автомобиля.

Использование такой модели справедливо лишь при небольшом уводе и необходимо для устранения дрейфа нуля в измерениях бортовых датчиков, который оказывает существенное влияние на переменные состояния, рассчитываемые путем интегрирования уравнений модели. Использование безуводной модели позволяет устранить этот эффект за счет центрирования коррекции с помощью сигнала  $\omega_{збез.ув}$ , пропорционального положению рулевого колеса. Дисперсия безуводной модели в ковариационной матрице измерений задается функцией от расчетного угла увода: чем больше увод, тем больше дисперсия  $v_{уц.м.}$ .

Каждому из описанных этапов работы наблюдателя соответствует своя ковариационная матрица. Для этапа прогноза это матрица ковариации процесса ( $Q$ ), для этапа обновления данных – матрица ковариации измерений ( $R$ ). Значения элементов матрицы ковариации измерения обычно предоставляются поставщиком измерительного оборудования или могут быть получены при калибровке этого оборудования. Матрица ковариации процесса настраивается либо эмпирически, либо при помощи алгоритмов теории оптимизации или искусственных нейронных сетей [8]. В настоящей работе обе матрицы задаются эмпирически и выглядят следующим образом:

$$Q = \begin{pmatrix} \sigma_{уц.м.}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{\omega z}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{\mu yк11}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{\mu yк22}^2 \end{pmatrix};$$

$$R =$$

$$\begin{pmatrix} \sigma_{уц.м.б.у.}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{\omega zизм.}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{\mu yк11изм.}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{аук22изм.}^2 \end{pmatrix},$$

где  $\sigma_{уц.м.}^2$  – дисперсия боковой составляющей вектора скорости автомобиля;  $\sigma_{\omega z}^2$  – дисперсия скорости рыскания автомобиля;  $\sigma_{\mu yкij}^2$  – дисперсия коэффициента бокового сцепления  $i$ -й оси  $j$ -го колеса;  $\sigma_{уц.м.б.у.}^2$  – дисперсия безуводной боковой составляющей скорости автомобиля;  $\sigma_{\omega zизм.}^2$  – дисперсия скорости рыскания на этапе обновления данных;  $\sigma_{\mu yкijизм.}^2$  – дис-

персия коэффициентов бокового сцепления  $i$ -й оси  $j$ -го колеса на этапе обновления данных.

Вектор измерений выглядит следующим образом:

$$z_k = [a_{уц.м.изм.}, \omega_{зизм.}]$$

где  $a_{уц.м.изм.}$  и  $\omega_{зизм.}$  – боковое ускорение в ЦМ и скорость рыскания автомобиля, измеренные бортовыми датчиками.

### Тестирование наблюдателя на экспериментальных данных

В данном разделе представлены результаты оценки работоспособности и адекватности наблюдателя параметров курсового движения автомобиля с использованием экспериментальных данных. В качестве объекта исследований использовался легковой автомобиль с колесной формулой 4x4, параметры которого приведены в таблице 1.

Испытания автомобиля проводились на автополигоне НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» в зимних условиях на опорных поверхностях, покрытых укатанным снегом и льдом, с использованием шин с шипами противоскольжения. Испытания включали в себя маневры «переставка» (рис. 3) и «поворот» в соответствии с ГОСТ 31507–2012. Высокая интенсивность данных маневров и низкое сцепление опорных поверхностей обуславливают работу шин в нелинейной области характеристики бокового сцепления, что представляет особый интерес



Рис. 3. Фрагмент испытаний исследуемого автомобиля

Fig. 3. Fragment of tests of the studied vehicle

с точки зрения активной безопасности и идентификации параметров движения. Подробное описание испытаний и используемого измерительного оборудования представлено в работе [17].

При проведении испытаний использовалось оборудование, позволяющее измерять угол поворота рулевого колеса, продольную скорость автомобиля в ЦМ, боковые ускорения в ЦМ и центрах передней и задней осей, а также скорость рыскания автомобиля. Следует подчеркнуть, что измерения боковых ускорений в центрах осей использовались только как контрольные показатели для оценки адекватности идентификации параметров движения автомобиля и в наблюдателе никак не задействовались. При тестировании наблюдателя на его входы подавались требуемые для его работы параметры движения автомобиля, измеренные в процессе дорожных испытаний, а выходы сравнивались с контрольными измерениями.

На рис. 4, 5 и 6 в виде графиков показаны результаты идентификации параметров движения автомобиля в маневрах «переставка» на льду (скорость выполнения маневра 36 км/ч), «переставка» на укатанном снегу (46 км/ч) и «поворот» на льду (28 км/ч). Графики представлены в следующем порядке (сверху вниз):

- боковое ускорение в ЦМ, идентифицированное наблюдателем и измеренное с помощью бортового акселерометра (ИНС);
- скорость рыскания, идентифицированная наблюдателем и измеренная с помощью бортового датчика угловых скоростей;
- боковой коэффициент сцепления передней оси, идентифицированный наблюдателем и рассчитанный при помощи выражения  $a_{уизм.}/g$  где  $a_{уизм.}$  – боковое ускорение, измеренное с помощью контрольного (испытательного) акселерометра;
- боковой коэффициент сцепления задней оси, идентифицированный наблюдателем и рассчитанный при помощи выражения  $a_{у2изм.}/g$ , где  $a_{у2изм.}$  – боковое ускорение, измеренное с помощью контрольного (испытательного) акселерометра;

Таблица 1

#### Основные параметры автомобиля, используемого в исследовании

Table 1. Basic parameters of the studied vehicle

Параметр	$m$ , кг	$m_1$ , кг	$m_2$ , кг	$b_1$ , м	$b_2$ , м	$l_1$ , м	$l_2$ , м	$J_z$ , кг·м <sup>2</sup>
Величина	2558	1246	1312	1,6	1,66	1,57	1,49	5500

где  $m_1$  и  $m_2$  – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси автомобиля.

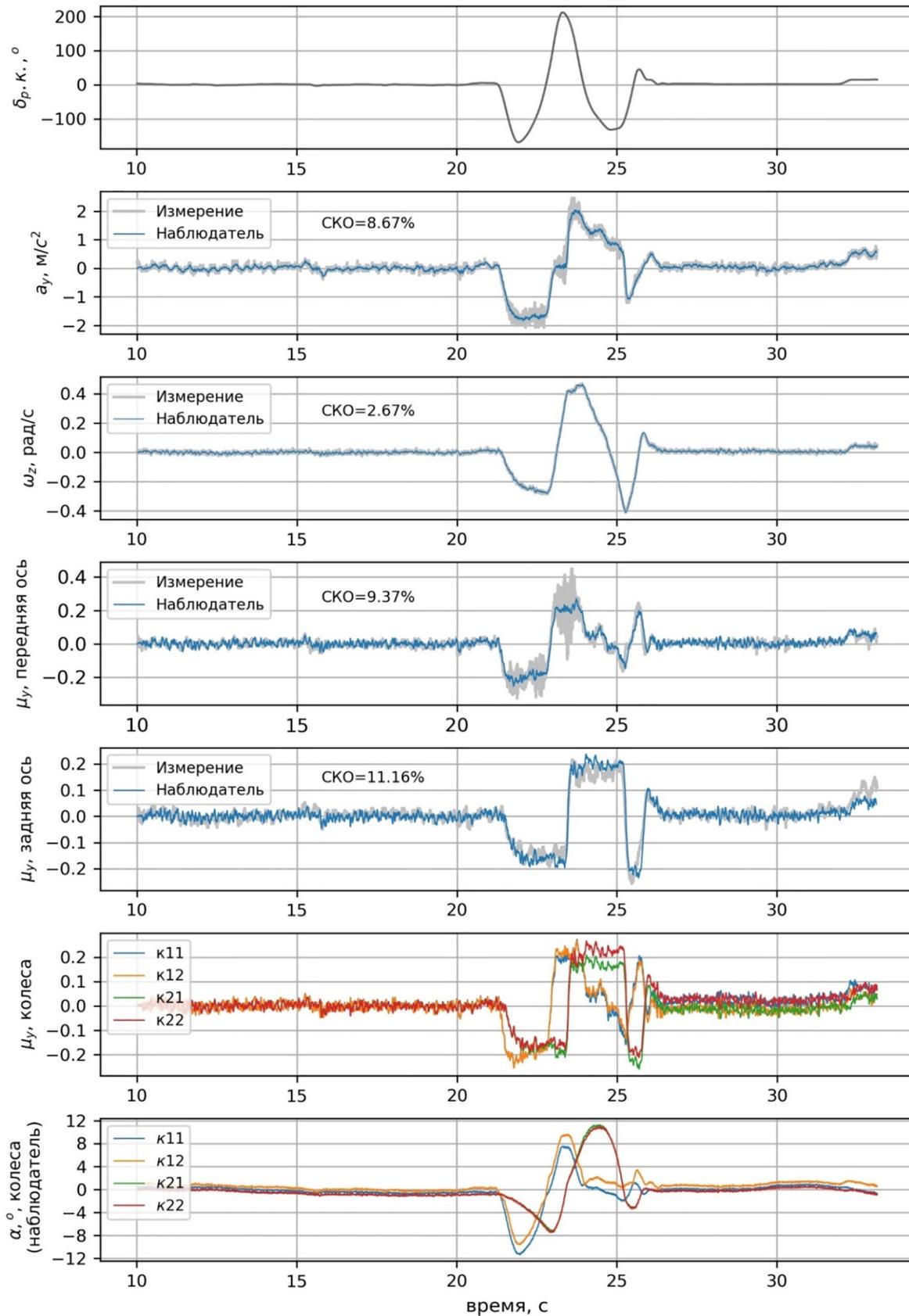


Рис. 4. Результаты работы наблюдателя параметров курсового движения автомобиля в маневре «переставка» на льду

Fig. 4. The results of the work of the observer of the parameters of the course movement of the vehicle in the maneuver "rearrangement" on ice

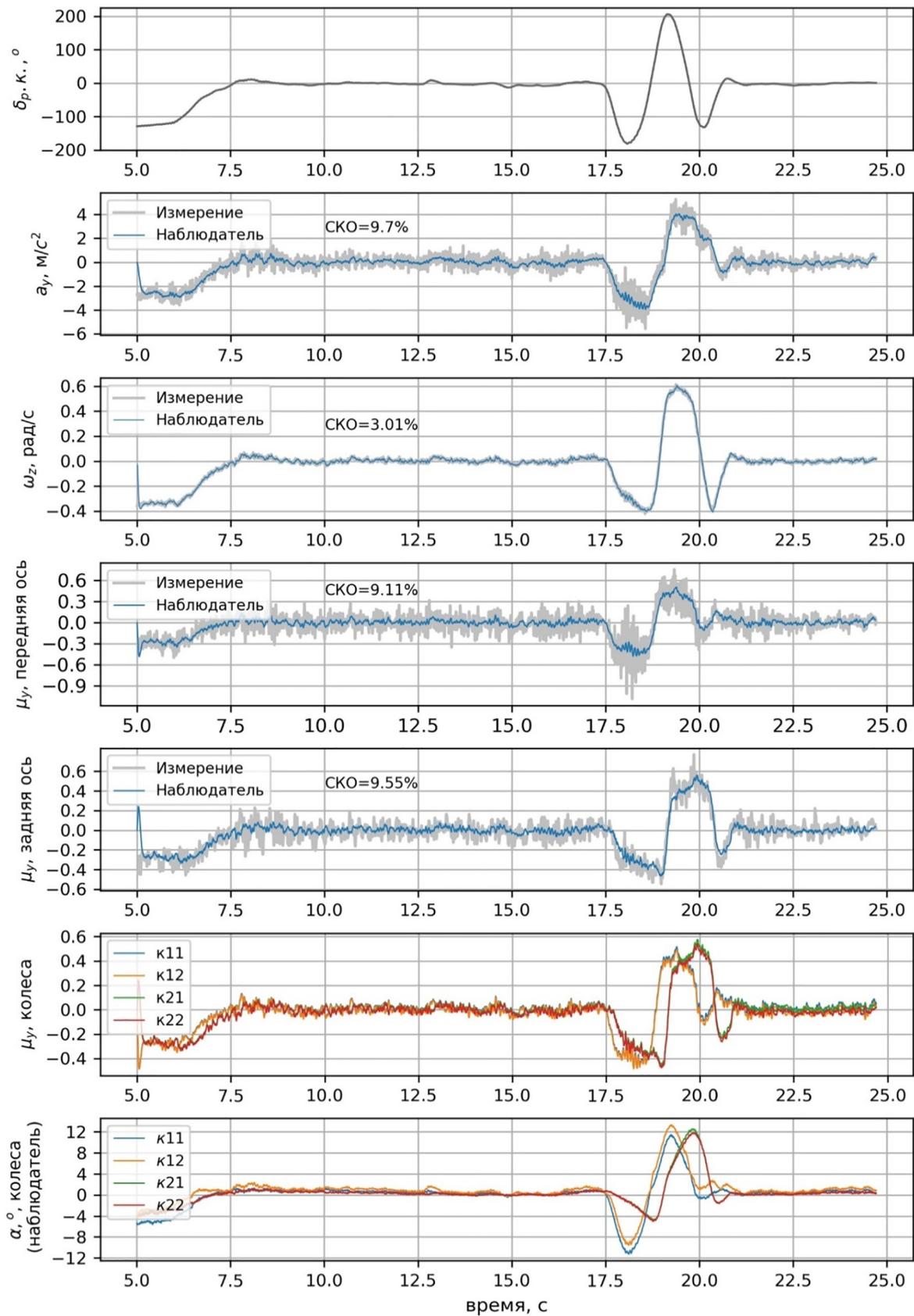


Рис. 5. Результаты работы наблюдателя параметров курсового движения автомобиля в маневре «переставка» на укатанном снегу

Fig. 5. The results of the work of the observer of the parameters of the course movement of the vehicle in the maneuver "rearrangement" on the packed snow

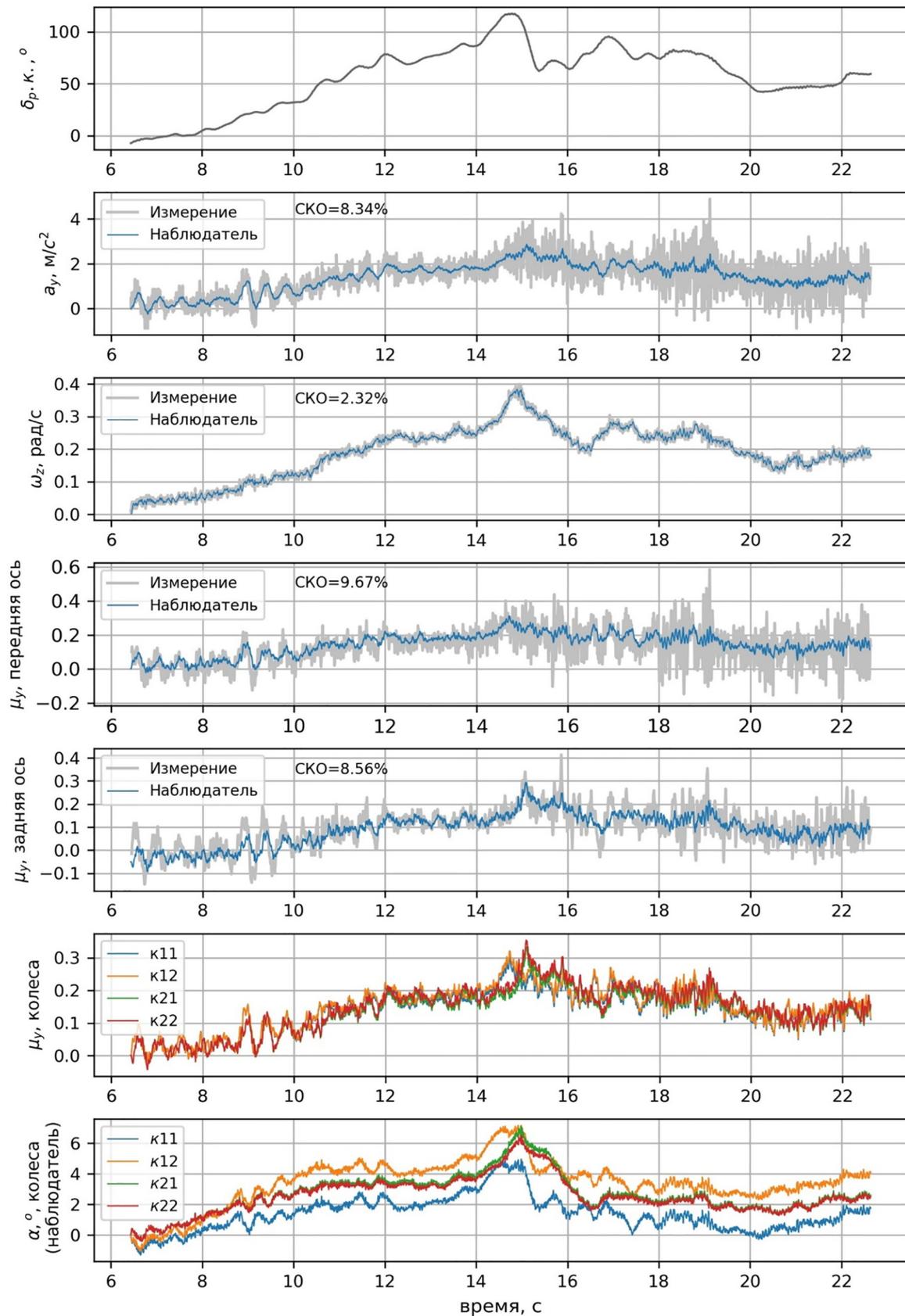


Рис. 6. Результаты работы наблюдателя параметров курсового движения автомобиля в маневре «поворот» на льду

Fig. 6. The results of the work of the observer of the parameters of the course movement of the vehicle in the "turn" maneuver on ice

– боковые коэффициенты сцепления каждого из колес автомобиля, идентифицированные наблюдателем;

– угол бокового увода в центре вращения каждого из колес автомобиля, идентифицированный наблюдателем.

В качестве показателей адекватности наблюдателя были выбраны среднеквадратические ошибки (СКО) идентификации бокового ускорения в ЦМ, скорости рыскания и коэффициентов сцепления в центрах осей относительно измерений бортовых и контрольных датчиков. Для расчета СКО контрольные измерения были предварительно отфильтрованы при помощи скользящего среднего во избежание искажения результата шумовой составляющей. СКО, вычисленные в процентах, показаны на полях графиков с соответствующими переменными.

По графикам и рассчитанным СКО можно сделать вывод, что полученные величины  $a_y$ ,  $\omega_z$  и коэффициентов бокового сцепления в центрах осей ( $\mu_{y1}$  и  $\mu_{y2}$ ) адекватны режимам движения автомобиля, имевшим место в испытательных маневрах. Кроме показанных экспериментов, были проанализированы еще семь испытаний в аналогичных условиях движения. Средние СКО по всем смоделированным маневрам составили: 2,96 % по  $\omega_z$ , 9,1 % по  $a_y$ , 9,83 % по  $\mu_1$  и 9,56 % по  $\mu_2$ , идентифицированных наблюдателем и рассчитанных по контрольным измерениям, видно, что результат идентификации с помощью наблюдателя содержит намного меньшую шумовую составляющую, чем прямые измерения с помощью акселерометров. Следует подчеркнуть, что корректирующие данные, используемые наблюдателем для идентификации коэффициентов сцепления осей и колес, получаются на основе измерения бокового ускорения только в ЦМ, где установлен штатный бортовой акселерометр – ни в центрах осей, ни тем более в центрах вращения колес в серийных автомобилях акселерометры не устанавливаются. Для получения корректирующих данных боковое ускорение расчетным способом переносится из ЦМ в требуемые точки автомобиля с использованием производной скорости рыскания, что вносит в сигнал ускорения еще более существенную шумовую составляющую, чем та, что имеет место в контрольных измерениях боковых ускорений в центрах осей. Однако этот шум не проявляется в оценке коэффициентов сцепления, выполняемой наблюдателем, поскольку

ку результат переноса ускорения используется им не напрямую, а служит в качестве опорного сигнала, к которому наблюдатель относится с определенной степенью доверия. Таким образом, можно констатировать, что наблюдатель позволяет выделить полезный сигнал коэффициента сцепления из весьма зашумленных исходных данных. Вместе с тем, в сигналах, идентифицированных на основе показаний акселерометра, сохранились низкочастотные гармонические составляющие, которые, очевидно, не являются шумом измерений, а связаны с колебаниями поддрессоренной массы. Адекватный учет их воздействия на боковое сцепление путем моделирования кренов кузова является одной из задач в продолжении данной работы.

В качестве дополнительной оценки корректности идентификации углов увода и коэффициентов бокового сцепления колес соотношения этих параметров, рассчитанные наблюдателем, были аппроксимированы с помощью одной из распространенных эмпирических моделей шины, называемой *Magic Formula (MF)* [18]. В случае «чистого» бокового увода (без значительного продольного проскальзывания) MF описывает зависимость коэффициента сцепления от угла увода следующим образом:

$$\mu_y = \mu_{y\max} \cdot \sin(C_y \cdot \arctg(B_y \cdot \alpha - E_y \cdot (B_y \cdot \alpha))),$$

где  $\mu_{y\max}$  – максимальный коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью в боковом направлении;  $B_y, C_y, E_y$  – коэффициенты, задающие форму аппроксимирующей кривой.

В таблице 2 представлены величины коэффициентов MF, полученные при аппроксимации результатов двух маневров – на льду и на снегу, – а на рис. 7 показаны совмещения распределений идентифицированных точек  $\alpha - \mu_y$  с аппроксимирующими кривыми.

Анализ результатов аппроксимации показывает, что полученные величины параметров MF находятся в типичных для легковых шин диапазонах [18], а форма кривых и максимальные значения коэффициентов сцепления соответствуют экспериментальным данным, приводимым в публикациях [18, 19]. Идентифицированные точки имеют заметный разброс относительно аппроксимирующих кривых, что может быть обусловлено, как минимум, двумя факторами. Первым из них является использование шин с шипами противоскольжения, для которых, как показано в работе [19], подобный разброс

Таблица 2

Параметры аппроксимации характеристик бокового сцепления с помощью модели MF

Table 2. Parameters for approximating lateral grip characteristics using the MF model

Параметр модели MF	Опорная поверхность	
	Укатанный снег	Лед
$\mu_{\max}$	0,42	0,21
$B_y$	12	14
$C_y$	1,5	1,5
$E_y$	0,5	0,5

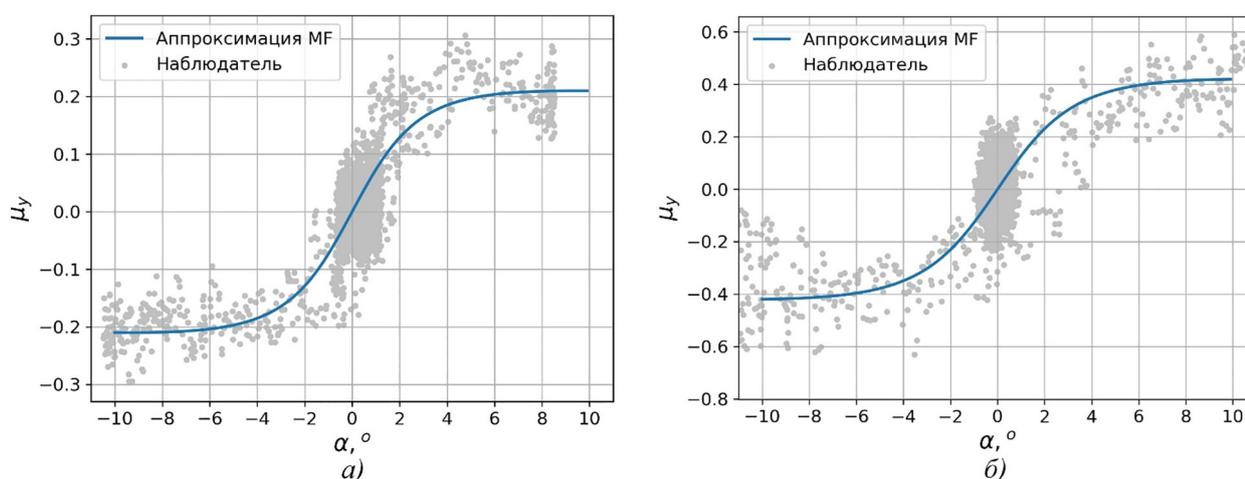


Рис. 7. Сравнение идентифицированной характеристики бокового сцепления и ее аппроксимации с помощью модели MF:

а) на льду; б) на укатанном снегу

Fig. 7. Comparison of the identified characteristic of lateral grip and its approximation using the MF model a) on ice; б) on packed snow

является характерным, особенно на льду. В качестве второго фактора можно предположить вышеупомянутые низкочастотные колебания, связанные с отсутствием учета кренов подвесочной массы в модели, на которой основан наблюдатель (влияние этого фактора будет исследовано в дальнейшей работе).

**Выводы и дальнейшая работа**

В работе предложена математическая структура-наблюдатель, предназначенная для идентификации параметров курсового движения автомобиля и основанная на сигма-точечном фильтре Калмана. Для идентификации используются прямые измерения бортовых датчиков и математическая модель движения автомобиля. Применение наблюдателя позволяет существенно уменьшить шумовую составляющую в измеряемых параметрах (боковое ускорение, скорость рыскания), а также идентифицировать неизмеряемые параметры курсового движения

(углы бокового увода, коэффициенты сцепления). Корректность оценок подтверждается численными значениями СКО результатов идентификации относительно измерений, полученных в ходе дорожных испытаний автомобиля: 2,96 % по  $\omega_z$ , 9,1 % по  $\alpha_y$ , 9,83 % по  $\mu_1$  и 9,56 % по  $\mu_2$ . Дополнительное подтверждение корректности идентификации характеристик сцепления шин получено путем оценки параметров аппроксимации этих характеристик с помощью эмпирической модели шины.

Вместе с тем следует отметить, что в вопросе управления системами активной безопасности интерес представляет не только текущий коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью, но и превентивная оценка имеющегося запаса сцепления, который характеризуется максимальным значением коэффициента для данной поверхности. При наличии точной оценки этого запаса повышается эффективность САБ при вмешательстве

в управление движением автомобиля и планировании маневров, предотвращающих аварийные ситуации, например, столкновения. Идентификация данного параметра является предметом дальнейшего развития описанного наблюдателя курсового движения автомобиля.

### Литература

- Winner H., Hakuli S., Lotz F. and Singer C. Handbook of Driver Assistance Systems. Basic Information, Components and Systems for Active Safety and Comfort, Berlin / Heidelberg: Springer International Publishing: 2016.
- Liu W., He H., Sun F. Vehicle state estimation based on Minimum Model Error criterion combining with Extended Kalman Filter // J. Frankl. Inst. 2016. P. 834–856. DOI:10.1016/j.jfranklin.2016.01.005
- Tsunashima H., Murakami M., Miyataa J. Vehicle and road state estimation using interacting multiple model approach // Veh. Syst. Dyn. 2006. 44. P. 750–758. DOI: 10.1080/00423110600885772
- Bechtloff J., Ackermann C., Isermann R. Adaptive state observers for driving dynamics – online estimation of tire parameters under real conditions // In: Pfeffer P. (eds) 6th International Munich Chassis Symposium 2015. Proceedings // Springer Vieweg, Wiesbaden. DOI:10.1007/978-3-658-09711-0\_46
- Kalman R.E. A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems // Journal of Basic Engineering. 1960. Vol. 82. P. 35–45.
- Drakunov S. and Utkin V. Sliding mode observers. Tutorial // Proceedings of 1995 34th IEEE Conference on Decision and Control, 1995. P. 3376–3378. DOI: 10.1109/CDC.1995.479009
- Elfring J., E Torta., van de Molengraaf R. Particle Filters: A Hands-On Tutorial //Sensors 2021. 21. P. 438. DOI:10.3390/s21020438
- Jin X., Yin G., Chen N., Advanced estimation techniques for vehicle system dynamic state: A survey // Sensors. 2019. 19 (19). DOI: 10.3390/s19194289
- Nam K., Oh S., Fujimoto H., Hori Y. Estimation of sideslip and roll angles of electric vehicles using lateral tire force sensors through RLS and Kalman filter approaches // IEEE Trans. Ind. Electron. 2012. 60. P. 988–1000.
- Anderson R., Bevy D.M. Using GPS with a model-based estimator to estimate critical vehicle states // Veh. Syst. Dyn. 2010. 48. P. 1413–1438. DOI: 10.23919/ACC.2004.1383774
- Kim J. Effect of vehicle model on the estimation of lateral vehicle dynamics. Int. J. Autom. Technol. 201. 11. P. 331–337. DOI: 10.1007/s12239-010-0041-1
- Liu W., He H., Sun F. Vehicle state estimation based on Minimum Model Error criterion combining with Extended Kalman Filter // J. Frankl. Inst. 2016. 353. P. 834–856. DOI: 10.1016/j.jfranklin.2016.01.005
- Zong C., Hu D., Zheng H. Dual extended Kalman filter for combined estimation of vehicle state and road friction // Chin. J. Mech. Eng. 2013. 26. P. 313–324. DOI: 10.3901/CJME.2013.02.313
- Antonov S., Fehn A., Kugi A. Unscented Kalman filter for vehicle state estimation // Veh. Syst. Dyn. 2011. 49. P. 1497–1520.
- Davoodabadi I., Ramezani A.A, Mahmoodi M.K., Ahmadizadeh P. Identification of tire forces using Dual Unscented Kalman Filter algorithm // Nonlinear Dyn, 2014. 78. P. 1907–1919.
- Куликова М.В., Куликов Г.Ю. Численные методы нелинейной фильтрации для обработки сигналов и измерений // Вычислительные технологии. 2016. № 4. С. 64–98.
- Куликов И.А., Бахмутов С.В., Барашков А.А. Исследование динамики автомобиля с системами активной безопасности посредством виртуальных и дорожных испытаний // Труды НАМИ. 2016. № 265. С. 53–65.
- Pacejka H.B., Besselink I. Tire and vehicle dynamics. Third Edition. Elsevier Ltd. 2012. P. 176–183. P. 202. P. 613–618.
- Svendenius J. Tire Modeling and Friction Estimation. Lund: Lund University. 2007. P. 130–132.

### References

- Winner H., Hakuli S., Lotz F. and Singer C. Handbook of Driver Assistance Systems. Basic Information, Components and Systems for Active Safety and Comfort, Berlin / Heidelberg: Springer International Publishing: 2016.
- Liu W., He H., Sun F. Vehicle state estimation based on Minimum Model Error criterion combining with Extended Kalman Filter // J. Frankl. Inst. 2016. pp. 834–856. DOI:10.1016/j.jfranklin.2016.01.005
- Tsunashima H., Murakami M., Miyataa J. Vehicle and road state estimation using interacting multiple model approach // Veh. Syst. Dyn. 2006. 44. pp. 750–758. DOI: 10.1080/00423110600885772
- Bechtloff J., Ackermann C., Isermann R. Adaptive state observers for driving dynamics – online estimation of tire parameters under real conditions. // In: Pfeffer P. (eds) 6th International Munich Chassis Symposium 2015. Pro-ceedings // Springer Vieweg, Wiesbaden. DOI: 10.1007/978-3-658-09711-0\_46
- Kalman R.E. A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems // Journal of Basic Engineering. 1960. Vol. 82. pp. 35–45.
- Drakunov S. and Utkin V. Sliding mode observers. Tutorial // Proceedings of 1995 34th IEEE Confer-

- ence on Decision and Control, 1995. pp. 3376–3378. DOI: 10.1109/CDC.1995.479009
7. Elfring J., E Torta., van de Molengraft R. Particle Filters: A Hands-On Tutorial // Sensors 2021. 21. pp. 438. DOI:10.3390/s21020438
  8. Jin X., Yin G., Chen N., Advanced estimation techniques for vehicle system dynamic state: A survey // Sensors. 2019. 19 (19). DOI: 10.3390/s19194289
  9. Nam K., Oh S., Fujimoto H., Hori Y. Estimation of sideslip and roll angles of electric vehicles using lateral tire force sensors through RLS and Kalman filter approaches // IEEE Trans. Ind. Electron. 2012. 60. pp. 988–1000.
  10. Anderson R., Bevly D.M. Using GPS with a model-based estimator to estimate critical vehicle states // Veh. Syst. Dyn. 2010. 48. pp. 1413–1438. DOI: 10.23919/ACC.2004.1383774
  11. Kim J. Effect of vehicle model on the estimation of lateral vehicle dynamics. Int. J. Autom. Technol. 2011. pp. 331–337. DOI: 10.1007/s12239-010-0041-1
  12. Liu W., He H., Sun F. Vehicle state estimation based on Minimum Model Error criterion combining with Extended Kalman Filter // J. Frankl. Inst. 2016. 353. pp. 834–856. DOI: 10.1016/j.jfranklin.2016.01.005
  13. Zong C., Hu D., Zheng H. Dual extended Kalman filter for combined estimation of vehicle state and road friction // Chin. J. Mech. Eng. 2013. 26. pp. 313–324. DOI: 10.3901/CJME.2013.02.313
  14. Antonov S., Fehn A., Kugi A. Unscented Kalman filter for vehicle state estimation // Veh. Syst. Dyn. 2011. 49. pp. 1497–1520.
  15. Davoodabadi I., Ramezani A.A, Mahmoodi M.K., Ahmadizadeh P. Identification of tire forces using Dual Unscented Kalman Filter algorithm // Nonlinear Dyn, 2014. 78. pp. 1907–1919.
  16. Kulikova M.V., Kulikov G.Yu. Numerical methods for nonlinear filtering for signal processing and measurements. Vychislitel'nyye tekhnologii. 2016. No 4, pp. 64–98 (in Russ.).
  17. Kulikov I.A., Bakhmutov S.V., Barashkov A.A. Investigation of vehicle dynamics with active safety systems through virtual and road tests. Trudy NAMI. 2016. No 265, pp. 53–65 (in Russ.).
  18. Pacejka H.B., Besselink I. Tire and vehicle dynamics. Third Edition. Elsevier Ltd. 2012. P. 176-183. P. 202. P. 613–618.
  19. Svendenius J. Tire Modeling and Friction Estimation. Lund: Lund University. 2007. pp. 130–132.

## IDENTIFICATION OF VEHICLE DIRECTIONAL PARAMETERS USING THE SIGMA-POINT KALMAN FILTERS

A.V. Chaplygin, PhD in Engineering I.A. Kulikov

Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia  
chaplyghin.94@mail.ru

*The article discusses the problem of identifying the parameters of the vehicle's directional movement, which are necessary for the operation of active safety systems (SAB). The inability to determine some of the parameters necessary for the functioning of the SAB by direct measurements with on-board sensors (due to the absence of corresponding sensors in production vehicles) makes it relevant to use indirect computational methods for identifying these parameters, which are based on mathematical structures called observers.*

*The purpose of this work is to create a system for identifying vehicle motion parameters, which, using the measurements available on board the vehicle and the mathematical apparatus of the theory of observers and optimal filters, indirectly determines unmeasured parameters that are important for the operation of active safety systems.*

*Based on the analysis of existing methods and tools, a diagram of the observer of the parameters of the vehicle's directional movement using the sigma-point Kalman filter is proposed. The observer identifies the lateral component of the vehicle speed vector, the coefficients of the lateral adhesion of the tires to the supporting surface and the wheel slip angles using the vehicle dynamics model and on-board inertial sensors that measure the linear acceleration and yaw rate of the vehicle.*

*The observer's performance and adequacy was confirmed by comparing the parameters he identifies with direct measurements made during road tests of the vehicle. There was used a root-mean-square error of identification as a measure for assessing the accuracy with respect to direct measurements of the parameters of course movement. An additional assessment of the adequacy is made by comparing the identified grip characteristic (the dependence of the coefficient of adhesion on the slip angle) with the characteristic obtained by approximation using a mathematical model of the tire. The assessment showed a good quality of identification of course movement parameters provided by the developed observer, which gives grounds to consider it a useful tool for research and development of active safety systems.*

**Keywords:** vehicle directional movement, parameter identification, observer, sigma-point Kalman filter

**Cite as:** Chaplygin A.V., Kulikov I.A. Identification of vehicle directional parameters using the sigma-point Kalman filters. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 3 (49), pp. 57–69 (in Russ.).  
DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-57-69

# ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА МНОГОКОМПОНЕНТНОМ БИОТОПЛИВЕ

д.т.н. Плотников С.А., к.т.н. Сергеев Д.Г., к.т.н. Смольников М.В., Шипин А.И.

Вятский государственный университет (ВятГУ), Киров, Россия

PlotnikovSA@bk.ru

*Местные виды топлива занимают 33,6 % в топливном балансе Кировской области. Доля потребления местных видов топлива в регионе является одной из самых высоких в России.*

*В Вятском государственном университете (ВятГУ) в сотрудничестве с Белорусской государственной сельскохозяйственной академией (БГСХА) ведутся испытания работы автотракторных дизелей на топливах с добавками рапсового масла (РМ) и этанола (Э) и искровых ДВС с добавками генераторного газа (ГГ). Новым направлением работы научной школы является исследование применения многокомпонентных составов биотопливных композиций (МКБТК-15 и МКБТК-25). Использование таких составов в качестве топлива позволяет скомпенсировать отдельные отличительные свойства для дальнейшего применения в ДВС без изменения конструкции и регулировок.*

*Использование альтернативных топлив (АТ) в ДВС является актуальной темой для исследования. Однако для использования любых АТ нужно, чтобы экологические показатели двигателя оставались в допустимых пределах. Важной задачей является определение зависимостей выбросов токсичных компонентов от нагрузки.*

*Применение МКБТК-15 и МКБТК-25 в качестве АТ для двигателей улучшит экологическую обстановку в регионе и сократит потребность в товарном топливе. Работа дизеля на многокомпонентных биотопливных композициях дает возможность снизить дымность ОГ на 65 % и 85 %, содержание суммарных оксидов азота остается на прежнем уровне или несколько снижается.*

*Отмечается некоторое увеличение содержания углекислого газа CO<sub>2</sub> до 22,3 %, решения данной проблемы давно известны. Одним из способов является сохранение и увеличение бореальных лесов, которые обладают большими возможностями поглощения парниковых газов.*

**Ключевые слова:** дизель, альтернативное топливо, МКБТК-15, МКБТК-25, экологические показатели, отработавшие газы.

**Для цитирования:** Плотников С.А., Сергеев Д.Г., Смольников М.В., Шипин А.И. Исследование экологических показателей дизеля при работе на многокомпонентном биотопливе // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 70–75. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-70-75

## Введение

Подразделение «Россети Сибирь» внедрит в Томской области автономные гибридные энергетические установки (АГЭУ) – солнечные электростанции (СЭС), сопряженные с дизель-генераторами и аккумуляторами. Такое технологическое решение будет использовано в 21 населенном пункте, в которых проживает свыше 12 000 человек [8]. Большинство из этих населенных пунктов – поселки, расположенные более чем в 400 км от Томска. Проект, по оценкам компании, позволит сократить как затраты поселков на дизельное топливо (с 245 млн до 134 млн руб. в год), так и объемы вредных выбросов в атмосферу [8].

С учетом особенностей климата альтернативную генерацию можно развивать в России

скорее как нишевую, а не массовую отрасль энергетики – так считают ученые из Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. К числу потенциальных ниш, по их мнению, относится Арктика, где «сооружение комбинированных ветродизельных установок могло бы снизить зависимость от Северного завоза», и сегмент частных домохозяйств (без привязки к конкретной географии), в котором широкое распространение могли бы получить малые солнечные панели [8].

В Кировской области отмечается динамика по снижению объемов использования дорогих завозных видов топлива (мазута и угля) и росту объема использования местных видов топлива и природного газа в сфере энергетики и ЖКХ [4].

Основную долю в топливном балансе Кировской области составляют природный газ (45 %), опил, и щепа (21,8 %), каменный уголь (14,6 %), дрова (10,4 %), мазут (6,5 %). Завозные виды топлива продолжают занимать значительную часть топливного баланса области, но доля потребления местных видов топлива увеличивается уже с 2009 года и сейчас составляет 33,6 %. Этот показатель является одним из самых высоких среди регионов России. В этой работе есть и позитивный экологический результат: в регионе не образуются новые свалки опила и горбыля. Сейчас отходы деревообработки успешно используются для отопления, что является позитивным примером ресурсосбережения [4].

Исходя из анализа опыта Министерства энергетики и ЖКХ регионов России, можно сказать следующее – Министерству транспорта Кировской области желательно идти по аналогичному пути, увеличивая доли использования альтернативного топлива (АТ) на транспорте. Ранее был изучен потенциал Кировской области для определения перспективных видов АТ [9]. Данные показывают, что возможными представителями АТ в нашем регионе на сегодняшний день будут являться этанол и РМ. Исследования работы автотракторных дизелей на топливах с добавками РМ, Э и ГГ уже ведутся [2,5,6,7]. Еще одним направлением исследований научной школы является применение многокомпонентных составов биотопливных композиций (МКБТК-15 и МКБТК-25) [3]. Использование названных составов позволит скомпенсировать отдельные отличительные их свойства для дальнейшего применения в ДВС без изменения конструкции и регулировок.

### **Цель и задачи**

Цель – исследование возможности применения многокомпонентных биотопливных композиций в качестве топлива для дизелей.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- оценить работоспособность дизеля на МКБТК;
- определить зависимости экологических показателей работы дизеля от его нагрузки.

### **Методы исследования**

В эксплуатационных условиях ДВС, в зависимости от условий работы потребителя

энергии, работают при различных частотах вращения коленчатого вала (КВ) и крутящих моментах. На данном этапе исследований (рис. 1, 2, 3) определялись зависимости экологических показателей дизеля от среднего эффективного давления при работе на ДТ, МКБТК-15 и МКБТК-25 на номинальном режиме при  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup> и режиме максимального крутящего момента при  $n = 1400$  мин<sup>-1</sup>.

Для приготовления МКБТК нужные количества рапсового масла и биоэтанола добавляли в нужное количество дизельного топлива с предварительно растворенными в нем эмульгатором (0,5 %) и присадкой ЭКОЦЕТАН (0,5 %) и подвергали диспергированию.

Нагрузочные характеристики дизеля 4ЧН 11,0/12,5 снимали в соответствии с ГОСТ 18509–80 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний» при постоянной частоте вращения коленчатого вала, последовательно увеличивая подачу топлива в пределах изменения нагрузки от нулевой до полной. Частота вращения КВ не отличалась от заданной более чем на 10 мин<sup>-1</sup>.

### **Результаты и обсуждение**

Сгорание топлива является химическим процессом, но специалистов по ДВС интересуют, в основном, физические явления, происходящие в процессе сгорания. К таким относятся изменение температуры и давления рабочего заряда, характер протекания химических реакций, если их продукты представляют какую-либо опасность (некоторые составляющие отработавших газов, продукты, способствующие загрязнению масла, увеличивающие отложения на деталях двигателя и т. д.). С точки зрения термодинамики, цикл с адиабатическими сжатием-расширением и сгоранием при постоянном объеме является наиболее выгодным [1].

Кроме продуктов полного сгорания – углекислого газа  $\text{CO}_2$  и паров воды, в выпускных газах объекта исследования содержатся в небольших количествах вещества, обладающие токсическим действием. Это продукты неполного сгорания топлива: оксид углерода  $\text{CO}$ , углеводороды различного состава и строения  $\text{C}_x\text{H}_y$ , в том числе пары несгоревшего топлива, сажа, а также оксиды азота  $\text{NO}_x$ , образующиеся при высоких температурах в процессе сгорания.

Как видно из кривых графика (рис. 1), содержание суммарных оксидов азота  $\text{NO}_x$  в ОГ практически одинаково при работе на всех

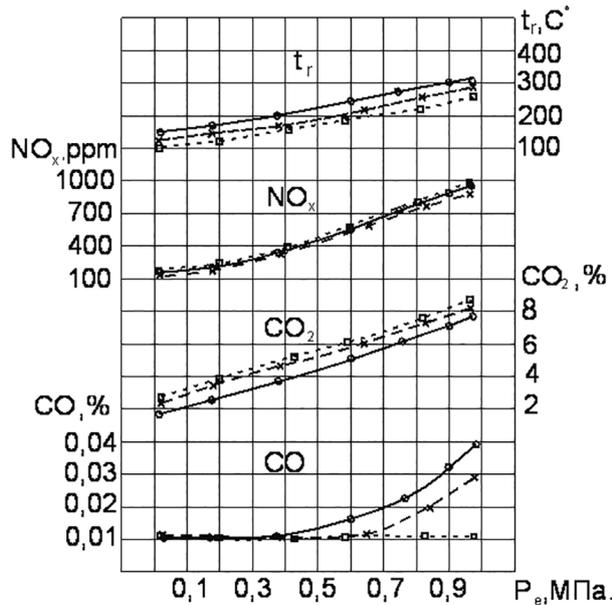


Рис. 1. Экологические показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ :  
 ○ — дизельное топливо;  
 × — МКБТК-15; □ — МКБТК-25

Fig. 1. Environmental indicators of diesel engine 4ChN 11,0/12,5 at  $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ :  
 ○ — diesel fuel; × — МКБТК-15;  
 □ — МКБТК-25

испытываемых топливах, но, все-таки на многокомпонентных составах несколько ниже. Так, на номинальном режиме при  $p_e = 0,98 \text{ МПа}$  концентрация  $NO_x$  в ОГ для случая ДТ составляет 978 ppm, а для случаев МКБТК-15 и МКБТК-25, соответственно, равна 920 ppm и 870 ppm.

С увеличением среднего эффективного давления от  $p_e = 0,01 \text{ МПа}$  до  $p_e = 0,98 \text{ МПа}$  (рис. 1, 2) при снижении часового расхода воздуха наблюдается рост максимального давления цикла, температуры отработавших газов (ОГ). Если при работе объекта исследования на ДТ при  $p_e = 0,1 \text{ МПа}$  температура ОГ на выходе составляет  $t_r = 162 \text{ }^\circ\text{C}$ , то при  $p_e = 0,96 \text{ МПа}$  температура ОГ на выходе уже равна  $t_r = 316 \text{ }^\circ\text{C}$ . При добавлении в топливо этанола и рапсового масла температура ОГ на выходе снижается во всем диапазоне нагрузок. Так, при работе дизеля на МКБТК-15 и МКБТК-25 при  $p_e = 0,1 \text{ МПа}$  температура ОГ на выходе составляет, соответственно,  $t_r = 137 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_r = 115 \text{ }^\circ\text{C}$ , а в номинальном режиме температура ОГ составляет, соответственно,  $t_r = 291 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_r = 273 \text{ }^\circ\text{C}$ .

С увеличением нагрузки дизеля от  $p_e = 0,01 \text{ МПа}$  до  $p_e = 0,98 \text{ МПа}$  (рис. 2) часовой расход

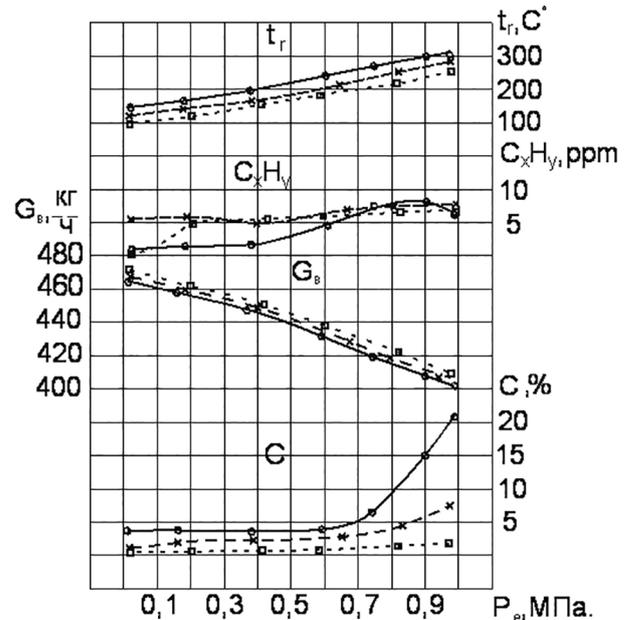


Рис. 2. Нагрузочные характеристики дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ :  
 ○ — дизельное топливо;  
 × — МКБТК-15; □ — МКБТК-25

Fig. 2. Load characteristics of the diesel engine 4ChN 11,0/12,5 at  $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ :  
 ○ — diesel fuel; × — МКБТК-15;  
 □ — МКБТК-25

воздуха  $G_b$  снижается, причем, на всех исследуемых видах топлива. К примеру, на МКБТК-25  $G_b = 468 \text{ кг/ч}$  при  $p_e = 0,01 \text{ МПа}$ , тогда как при  $p_e = 0,98 \text{ МПа}$  часовой расход воздуха равен  $G_b = 413 \text{ кг/ч}$ . Данное снижение обусловлено возрастанием цикловой подачи топлива и снижением коэффициента наполнения [10]. При изменении нагрузочного режима также изменяются показатели рабочего цикла, температура отработавших газов.

В области больших нагрузок от  $p_e = 0,6 \text{ МПа}$  до  $p_e = 0,98 \text{ МПа}$  увеличивается также и химическая неполнота сгорания испытываемых топлив, что приводит к увеличению содержания в ОГ на выходе суммарных углеводородов  $C_xH_y$ . Как видно на графике (рис. 2), при работе на МКБТК-15 и МКБТК-25 содержание  $C_xH_y$  возрастает по сравнению с ДТ практически во всем диапазоне нагрузки.

В дизеле мощность обычно снижают уменьшением подачи топлива топливным насосом, воздушный заряд не регулируют. Поэтому коэффициент остаточных газов практически не изменяется, свежий заряд с уменьшением нагрузки до  $p_e = 0,01 \text{ МПа}$  становится менее загрязненным такими продуктами сгорания,

как диоксид углерода  $\text{CO}_2$  и пары воды, вследствие увеличения часового расхода воздуха. Характер кривых уровня концентрации  $\text{CO}_2$  в ОГ одинаков как при работе на ДТ, так и на многокомпонентных составах (рис. 1). При увеличении нагрузки содержание  $\text{CO}_2$  в ОГ дизеля возрастает. Так, при работе дизеля на ДТ при  $p_e = 0,1$  МПа содержание  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$ , соответственно, равны 0,01 % и 2 %, а в номинальном режиме при  $p_e = 0,98$  МПа, соответственно, равны 0,04 % и 7 %. При добавлении в топливо этанола и РМ содержание в ОГ  $\text{CO}_2$  увеличивается. Так, при  $p_e = 0,1$  МПа и работе на МКБТК-15 и МКБТК-25 содержание  $\text{CO}$  в ОГ, соответственно, равно 0,01 % и 0,01 %, а содержание  $\text{CO}_2$ , соответственно, равно 2,5 % и 3 %. При работе в номинальном режиме на тех же топливах содержание  $\text{CO}$  в ОГ на выходе, соответственно, равно 0,03 % и 0,01 %, а содержание  $\text{CO}_2$  в ОГ, соответственно, равно 8 % и 9 %.

Характер кривых (рис. 3) содержания токсичных компонентов в ОГ при работе двигателя на режиме максимального крутящего момента схож с характером кривых на номинальном режиме. Содержание сажи в ОГ снижается в случае работы дизеля на МКБТК-15 и МКБТК-25, по сравнению с работой на чистом

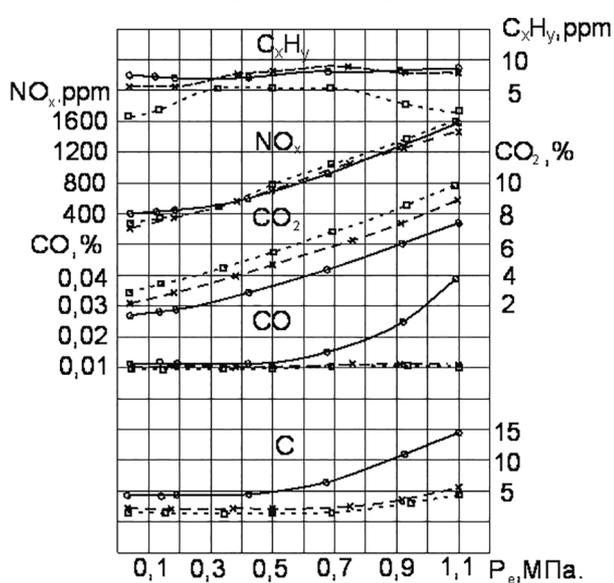


Рис. 3. Нагрузочные характеристики дизеля 4ЧН 11,0Ч12,5 при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ :

○ — дизельное топливо;  
× — — — — — МКБТК-15; □ — — — — — МКБТК-25

Fig. 3. Load characteristics of the diesel engine 4ChN 11,0Ч12,5 at  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ :

○ — diesel fuel; × — — — — — MKBTK-15;  
□ — — — — — MKBTK-25

ДТ. Так, увеличение нагрузки от  $p_e = 0,1$  МПа до  $p_e = 0,98$  МПа влечет за собой рост выброса сажи от 4,8 % до 15 %, в то время, как работа на составах сопровождается меньшей эмиссией сажи во всем диапазоне нагрузок. Снижение, как и следовало ожидать, вызывается меньшей склонностью к дымлению композиций в сравнении с ДТ. Так, на номинальном режиме уменьшение выбросов сажи с ОГ составляет, соответственно, 6,1 %, и 4,7 % для случаев работы на МКБТК-15 и МКБТК-25. Повышение содержания сажи в ОГ с повышением нагрузки как при работе на ДТ, так и на МКБТК, обуславливается, в первую очередь, недостатком в воздухе кислорода воздуха, необходимого для окисления впрыснутого в цилиндр топлива [10].

Подводя итог анализа нагрузочных характеристик, следует сделать практический вывод о том, что работа двигателей на частичных нагрузочных режимах нецелесообразна с точки зрения топливной экономичности, износостойкости и токсичности. То же относится и к режимам перегрузки ДВС.

Для дальнейших исследований работы трактора на МКБТК в условиях эксплуатации была разработана оригинальная система питания (рис. 4) [11].

### Выводы

1. В России и, в частности, в Кировской области имеется огромный потенциал сырьевой базы для получения АТ.

2. Применение МКБТК-15 и МКБТК-25 в качестве АТ для двигателей улучшит экологическую обстановку в регионе и сократит потребность в товарном топливе.



Рис. 4. Система питания трактора для работы на МКБТК

Fig. 4. Tractor power system for work on MKBTK

3. Работа дизеля на МКБТК-15 и МКБТК-25 дает возможность снизить дымность ОГ на 65 % и 85 %, содержание суммарных оксидов азота остается на прежнем уровне или несколько снижается.

4. Существует некоторое увеличение содержания углекислого газа  $\text{CO}_2$  до 22,3 % при работе на МКБТК-15 и МКБТК-25, решения данной проблемы известны.

5. Для дальнейших исследований работы трактора на МКБТК в условиях эксплуатации разработана оригинальная система питания.

### Литература

1. Брозе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. М.: Машиностроение. 1969. 247 с.
2. Карташевич А.Н., Плотников С.А., Смольников М.В., Бажан П.И., Миронов А.А. Оптимизация системы топливоподачи тракторного дизеля для работы на топливах с добавками этанола // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева: Нижний Новгород, 2019. № 1 (124). С. 186–193.
3. Карташевич А.Н., Плотников С.А., Смольников М.В., Шипин А.И. Оценка регулировочных показателей двигателя сельскохозяйственных транспортных средств при применении многокомпонентных биотоплив // Вестник РГАТУ, 2021. № 1 (13). С. 149–155.
4. Местные виды топлива занимают 33,6 % в топливном балансе Кировской области // Пресс-центр Правительства Кировской области. URL: [https://www.kirovreg.ru/news\\_other/detail.php?ID=102059](https://www.kirovreg.ru/news_other/detail.php?ID=102059).
5. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Козлов И.С. Определение регулировочных параметров системы топливоподачи тракторного дизеля при работе на топливных композициях с добавками рапсового масла // Вестник РГАТУ, 2018. № 4 (40). С. 133–138.
6. Плотников С.А., Шишкин Г.П., Смольников М.В. Расчет стабильности этанола-топливной эмульсии для применения в дизелях // Двигателестроение, 2019. № 1. С. 24–27.
7. Плотников С.А., Зубакин А.С., Бирюков А.Л. Теоретический расчет оптимального угла опережения зажигания при работе двигателя на генераторном газе на основе времени горения // Известия МГТУ «МАМИ», 2019. № 4 (42). С. 54–60.
8. «Россети» установят в Томской области комбинированные солнечно-дизельные электростанции // Глобальная энергия. URL: <https://globalenergyprize.org/ru/2021/04/29/rosseti-ustanovyat-v-tomskoj-oblasti-kombinirovannye-solnechno-dizelnye-elektrostantsii/>

9. Смольников М.В., Сергеев Д.Г. Потенциал Кировской области в выборе альтернативного топлива. Инновационные решения в технологиях и механизации сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. / редкол.: В.Р. Петровец [и др.]. Горки: БГСХА, 2020. Вып. 5. С. 31–35.
10. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени / Н.А. Чигир, Р.Дж. Вейнберг, К.Т. Боумэн и др.; пер. с англ. под ред. Ю.Ф. Дяткина. Москва: Машиностроение, 1981. 407 с.
11. Плотников С.А., Шипин А.И., Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. Способ получения многокомпонентной биотопливной композиции. Патент РФ № 2743350, МПК C10L 1/08. 4С, 1 табл.

### References

1. Broze D.D. Sgoraniye v porshnevykh dvigatelyakh [Combustion on piston engines]. Moscow: Mashinostroyeniye. 1969. 247 p.
2. Kartashevich A.N., Plotnikov S.A., Smol'nikov M.V., Bazhan P.I., Mironov A.A. Optimization of the fuel supply system of a tractor diesel engine for operation on fuels with ethanol additives. Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva: Nizhniy Novgorod, 2019. No 1 (124), pp. 186–193 (in Russ.).
3. Kartashevich A.N., Plotnikov S.A., Smol'nikov M.V., Shipin A.I. Evaluation of the regulation parameters of the engine of agricultural vehicles when using multicomponent biofuels. Vestnik RGATU, 2021. No 1 (13), pp. 149–155 (in Russ.).
4. Local types of fuels occupy 33,6 % in the fuel balance of the Kirov region. Press-tsentr Pravitel'stva Kirovskoy oblasti. URL: [https://www.kirovreg.ru/news\\_other/detail.php?ID=102059](https://www.kirovreg.ru/news_other/detail.php?ID=102059)
5. Plotnikov S.A., Buzikov SH.V., Kozlov I.S. Determination of the adjusting parameters of the fuel supply system of a tractor diesel engine when operating on fuel compositions with rapeseed oil additives. Vestnik RGATU, 2018. No 4 (40), pp. 133–138 (in Russ.).
6. Plotnikov S.A., Shishkin G.P., Smol'nikov M.V. Calculation of the stability of ethanol-fuel emulsion for use in diesel engines. Dvigatelistroyeniye, 2019. No 1, pp. 24–27 (in Russ.).
7. Plotnikov S.A., Zubakin A.S., Biryukov A.L. Theoretical calculation of the optimal ignition timing when the engine is running on generator gas based on the burning time. Izvestiya MGTU «MAMI», 2019. No 4 (42), pp. 54–60 (in Russ.).
8. Rosseti will install combined solar-diesel power plants in the Tomsk region. Global'naya energiya. URL: <https://globalenergyprize.org/ru/2021/04/29/>

- rosseti-ustanovyat-v-tomskoj-oblasti-kombinirovannye-solnechno-dizelnye-elektrostancii/
9. Smol'nikov M.V., Sergeev D.G. Potential of the Kirov region in the choice of alternative fuels. Innovatsionnyye resheniya v tekhnologiyakh i mekhanizatsii sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva: sb. nauch. tr. / red-kol.: V.R. Petrovets [i dr.]. Gorki: BGSKHA, 2020. Vyp. 5, pp. 31–35 (in Russ.).
  10. Obrazovaniye i razlozheniye zagryaznyayushchikh veshchestv v plameni [Formation and decomposition of pollutants in the flame] / N.A. Chigir, R.Dzh. Veynberg, K.T. Boum-en i dr.; per. s angl. pod red. Yu.F. Dityakina. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. 407 p.
  11. Plotnikov S.A., Shipin A.I., Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu. Sposob polucheniya mnogokomponentnoy biotoplivnoy kompozitsii [Method for producing multicomponent biofuel composition]. Patent RF No 2743350, MPK S10L 1/08. 4 p, 1 tabl.

## INVESTIGATION OF THE ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF A DIESEL ENGINE WHEN OPERATING ON MULTICOMPONENT BIOFUEL

DSc in Engineering **S.A. Plotnikov**, PhD in Engineering **D.G. Sergeev**, PhD in Engineering **M.V. Smol'nikov**, **A.I. Shipin**  
Vyatka State University, Kirov, Russia  
PlotnikovSA@bk.ru

*Local types of fuels occupy 33,6 % in the fuel balance of the Kirov region. The share of consumption of local fuels in the region is one of the highest in Russia.*

*The Vyatka State University (VyatSU) in cooperation with the Belarusian State Agricultural Academy (BSAA) carry out the tests of the operation of automotive diesel engines on fuels with rapeseed oil (RO) and ethanol (E) additives, and spark internal combustion engines with generator gas (GG) additives. A new area of work of the scientific school is the study of the use of multicomponent compositions of biofuel compositions (MKBTK-15 and MKBTK-25). The use of such compositions as a fuel compensates some of their distinctive properties for further use in internal combustion engines without changing the design and adjustments.*

*The use of alternative fuels (AF) in internal combustion engines is a main topic for research. However, the use of any AF requires that the environmental indicators of the engine remain within acceptable limits. An important task is to determine the dependences of the emissions of toxic components on the load.*

*The use of MKBTK-15 and MKBTK-25 as AF for engines will improve the environmental situation in the region and reduce the need for commercial fuel. The operation of a diesel engine on multicomponent biofuel compositions makes it possible to reduce the smoke content of exhaust gases by 65 % and 85 %, the content of total nitrogen oxides remains at the same level or slightly decreases.*

*There is a slight increase in the content of carbon dioxide CO<sub>2</sub> up to 22,3 %, but the solutions to this problem are already known. One of the ways is to preserve and increase boreal forests, which have great potential for absorbing greenhouse gases.*

**Keywords:** diesel, alternative fuel, MKBTK-15, MKBTK-25, environmental indicators, exhaust gases.

**Cite as:** Plotnikov S.A., Sergeev D.G., Smol'nikov M.V., Shipin A.I. Investigation of the environmental performance of a diesel engine when operating on multicomponent biofuel. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 70–75 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-70-75

# ВИРТУАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК В ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКЕ ЗАДНЕЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА РАННИХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Максимов Р.О., к.т.н. Чичекин И.В.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия  
romychmaximov@gmail.com, hiv2@mail.ru

*Для определения максимальных нагрузок, действующих в задней пневматической подвеске грузового автомобиля, на ранних стадиях проектирования использовано компьютерное моделирование, основанное на решении уравнений динамики твердых тел и реализованное в программном комплексе Recurdyn. Подробно рассмотрены компоненты разработанного виртуального стенда, включающего шарниры, силовые связи, ведущие мосты, колесно-ступичный узел с колесом и опорной площадкой. Управление стендом осуществляется с помощью математической модели, созданной в среде расчета динамики твердых тел и связанной с твердотельной моделью подвески программными стандартными средствами приложения. В управляющей модели реализуются наиболее тяжелые режимы нагружения элементов задней пневматической подвески грузового автомобиля. Применение такого стенда позволяет определить нагрузки в шарнирах и силовых связях подвески, определить взаимные положения звеньев для каждого нагрузочного режима, повысить точность расчета нагрузок по сравнению с плоским кинематическим и силовым расчетом. Также математическая модель виртуального стенда позволяет проводить многочисленные параметрические исследования подвески без привлечения дорогостоящих натурных прототипов. Это позволяет на ранних стадиях проектирования определить все опасные режимы, подобрать рациональные параметры элементов подвески, сократить затраты на проектирование.*

*В работе показаны результаты моделирования работы виртуального стенда с пневматической подвеской в наиболее типичных режимах нагружения, выявлены наиболее опасные режимы. Доказана работоспособность и адекватность работы математической модели подвески. Показаны примеры определения усилия во всех шарнирах конструкции, выбраны максимальные нагрузки для проведения конструкторских расчетов при проектировании пневматической подвески автомобиля.*

**Ключевые слова:** виртуальный стенд, пневматическая подвеска, динамика твердых тел, расчет нагрузок, Recurdyn.

**Для цитирования:** Максимов Р.О., Чичекин И.В. Виртуальный стенд для определения нагрузок в пневматической подвеске задней тележки грузового автомобиля на ранних стадиях проектирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 76–86. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-76-86

## Введение

В настоящее время процесс проектирования автомобиля и его узлов производится с использованием различных компьютерных приложений, компьютерного моделирования и расчетов. Так, например, для расчета нагрузок, действующих в шарнирах и силовых связях – пружинах, амортизаторах, применяют приложения по расчету динамики твердых тел. Применение сложных математических моделей на основе решения уравнений динамики твердых тел позволяет создавать комплексные модели различных автомобилей [1, 2, 3, 4], которые позволяют учесть при моделировании влияние работы различных агрегатов и подси-

стем друг на друга, что затруднено при использовании классических методов расчетов и проектирования [5, 6, 7].

Однако на ранних стадиях проектирования автомобиля у конструкторов и расчетчиков недостаточно данных для создания математической модели автомобиля целиком. В этом случае можно исследовать работу проектируемого узла на так называемом виртуальном стенде.

Для расчета нагрузок в деталях подвески для всех возможных положений колес автомобиля при проектировании разработана модель виртуального стенда в среде на основе решения уравнений динамики твердых тел [8]. С помощью разработанного стенда можно проводить

исследования нагружения деталей в различных расчетных режимах и выявлять максимально возможные нагрузки для всех деталей и шарниров конструкции. Такие исследования позволяют на первоначальных этапах проектирования выявлять опасные нагрузочные режимы без проведения дорогостоящих натурных испытаний. Полученные нагрузки могут быть использованы для проведения прочностных расчетов методом конечных элементов или для подбора необходимых компонентов.

В зависимости от степени проработки конструкции математическая модель подвески может быть импортирована из CAD приложения или создана из графических примитивов непосредственно в приложении по расчету динамики твердых тел.

Создание математической модели виртуального стенда позволяет проводить на ранних стадиях проектирования исследование работы разрабатываемой подвески, исследовать кинематику и проводить силовой анализ, определять взаимные положения элементов моделей в каждом расчетном режиме. Описанный подход позволяет быстро провести большое количество различных вариантов моделирования.

Создание математической модели для анализа работы подвески с пневматическими упругими элементами в среде расчета динамики твердых тел является нетривиальным и актуальным вопросом, так как не существует конкретных методик по реализации данной задачи, а также нет специальных инструментов в среде расчета динамики твердых тел для моделирования работы пневматического упругого элемента.

В настоящей работе описана конструкция и модель в среде расчета динамики твердых тел разработанного виртуального стенда для кинематического и силового анализа работы пневматической подвески. Проведено моделирование работы стенда в наиболее часто встречающихся нагрузочных режимах.

### **Описание разработанной модели виртуального стенда для исследования подвески с пневматическими упругими элементами**

Допущения, использованные при построении модели:

- звенья механизма подвески являются абсолютно жесткими, недеформируемыми телами;
- трение в шарнирах отсутствует;

– массовые и инерционные характеристики звеньев механизма учтены с помощью CAD геометрии и присвоенных ей свойств плотности материалов деталей, доступных в комплексе по расчету динамики твердых тел [8];

– деформация колес не учтена, внешние силовые факторы, действующие на колесо, приложены в центрах колес с добавлением соответствующих моментов. Модели колес в данном расчете используются только для задания массовых и инерционных свойств.

Внешний вид математической модели виртуального стенда с пневматической подвеской показан на рис. 1. Компоненты задней подвески показаны на рис. 2.

При анализе результатов моделирования можно в выбранных шарнирах и силовых связях показать вектора сил и моментов. Таким образом, можно оценивать относительные величины и направления векторов сил в каждый момент времени в течение всего процесса моделирования (рис. 3).

Модель виртуального стенда включает шесть продольных реактивных тяг (рис. 2), по две нижние и по одной верхней V-образной для каждого из мостов задней тележки автомобиля. Все реактивные штанги соединены с кронштейнами мостов и с неподвижной рамой с помощью упругих втулок (*Bushing*) [9], которые моделируют работу резинометаллических шарниров (далее РМШ) (рис. 4, а). Жесткостные свойства РМШ заданы по данным документации компаний-производителей аналогичных шарниров и представлены в таблице 1. Втулки стабилизаторов моделируются аналогично (рис. 4, б).

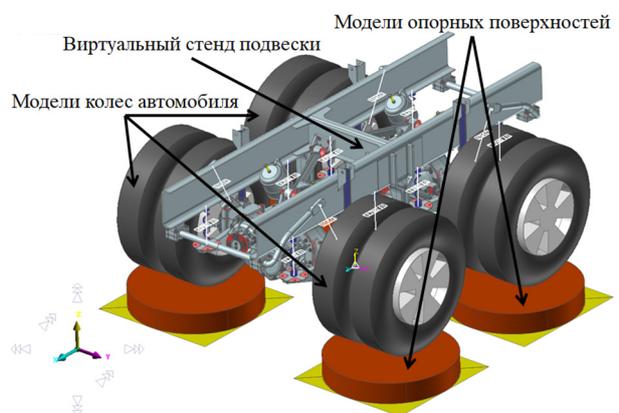


Рис. 1. Общий вид модели виртуального стенда с пневматической подвеской

Fig. 1. General view of the virtual test bench model with air suspension

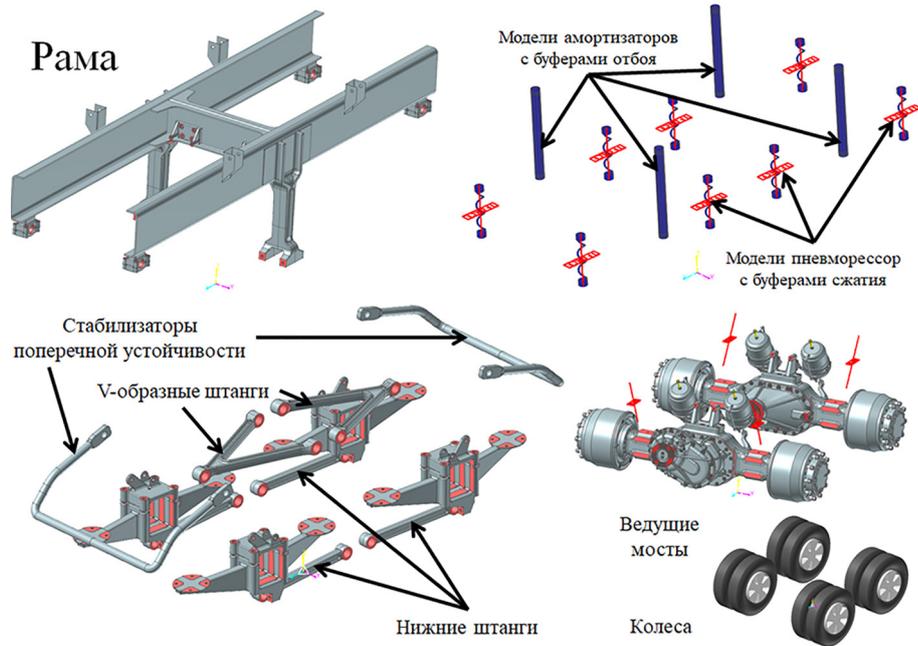


Рис. 2. Компоненты модели виртуального стенда подвески  
 Fig. 2. Components of virtual suspension test bench model

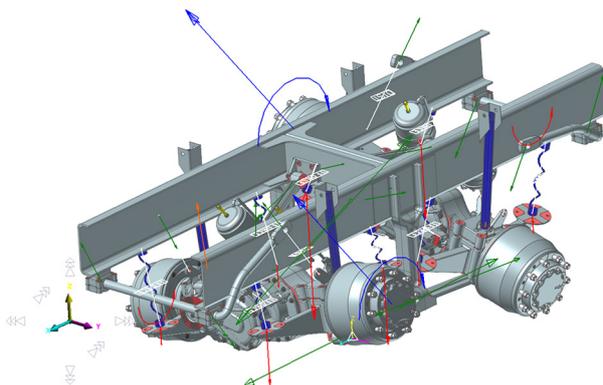


Рис. 3. Моделирование работы виртуального стенда подвески с указанием векторов сил и моментов: синим – внешние нагрузки; зеленым – реакции в шарнирах подвески; красным – силы и моменты в упругих элементах; оранжевым – силы в амортизаторах

Fig. 3. Modeling the operation of a virtual suspension test bench with indicating the vectors of forces and moments: blue – external loads; green – reactions in the suspension joints; red – forces and moments in elastic elements; orange – forces in shock absorbers

Для передачи боковых усилий между мостами и рамой служат верхние V-образные штанги. Работа стабилизаторов поперечной устойчивости моделируется с помощью совместной работы шарниров вращения (REVOLUTE) и пружины кручения (ROTATIONAL SPRING) [9] (рис. 5, а), которые позволяют противопо-

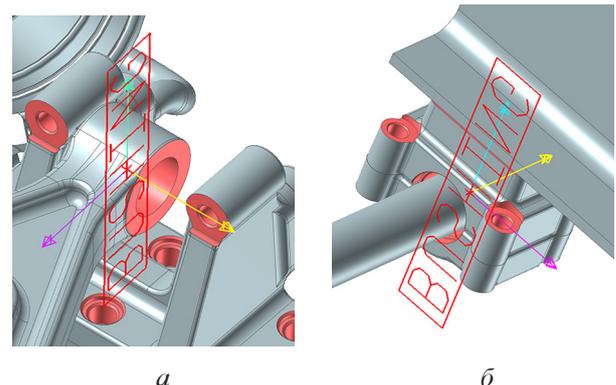


Рис. 4. Упругие втулки BUSHING для моделирования работы РМШ тяг (а) и втулок стабилизаторов (б)

Fig. 4. BUSHING for simulating the operation of rods (a) and anti-roll bar bushings silentblocks (b)

ложным концам стабилизатора вращаться друг относительно друга с заданной угловой жесткостью 54 461 Н·м/град, рассчитанной по методикам, изложенным в [10].

Соединение стабилизаторов поперечной устойчивости с кронштейнами мостов организовано шарнирами (DISTANCE) [9] (рис. 5, б), моделирующими постоянное расстояние между двумя маркерами на соединяемых звеньях в течение всего процесса моделирования. Данный шарнир передает только силу в направлении между двумя заданными параметрическими точками на соединяемых звеньях.

Таблица 1

Жесткостные свойства упругих втулок *BUSHING*, применяемых в модели задней пневматической подвески

Table 1. Rigidity properties of *BUSHING* used in the rear air suspension model

Название шарнира	Линейная жесткость, Н/мм		Угловая жесткость, Н-м/град	
	Радиальная	Осевая	При изгибе	При кручении
РМШ реактивных штанг	100 000	250 00	2150	1910
Втулки стабилизаторов	10 000	2500	0	0

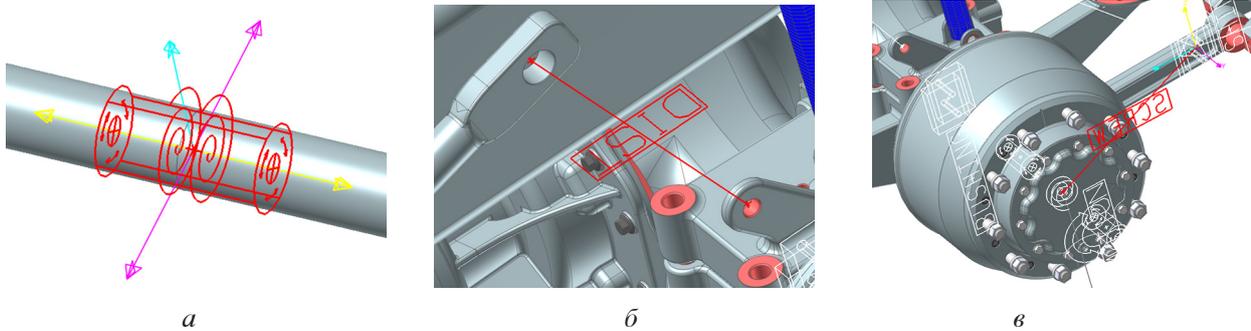


Рис. 5. Шарниры математической модели виртуального стенда

Fig. 5. Hinges of the mathematical model of the virtual test bench

Моделирование приложения реакций в пятне контакта колес автомобиля с опорной поверхностью осуществляется посредством шарниров *SCREW* [9] (рис. 5, в), позволяющих задавать силы и моменты, в проекциях на выбранную систему координат. Значения сил и моментов для каждого расчетного случая движения автомобиля для полной

массы вычислялось аналитически по методикам и формулам, изложенным в работе [10]. Вертикальные нагрузки, передаваемые от колес на мосты автомобиля, а далее на раму, воспринимаются пневматическими упругими элементами рукавного типа, внешний вид и конструкция которых представлены на рис. 6.

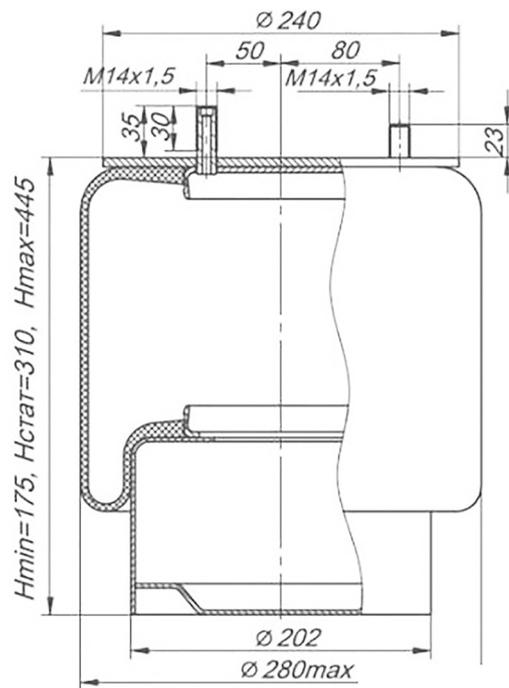


Рис. 6. Пневматический упругий элемент рукавного типа

Fig. 6. Sleeve type pneumatic elastic element

Применение пневматической рессоры такого типа позволяет получить ее упругую характеристику аналитически, так как наружный диаметр оболочки рукавного элемента при полном ходе практически не изменяется.

В соответствии с методикой, изложенной в [10], работа упругого элемента описывается уравнением политропного процесса, протекающего внутри оболочки рессоры. Зная все необходимые параметры работы данной пневморессоры, имеем возможность получить аналитическую зависимость силы, воспринимаемой упругим элементом, только определив деформацию пневмобаллона.

В среде расчета динамики твердых тел работа упругих элементов моделируется силовой связью (*TRANSLATION*) [9] (рис. 7, а), которая имеет возможность задавать силы между двумя звеньями, по заданной аналитической зависимости. Причем в данную зависимость интегрирована функция для определения расстояния между маркерами в каждый момент времени. Расчетная упругая характеристика пневмобаллона показана ниже (рис. 7, б).

В конструкции подвески, а также в модели для расчета динамики твердых тел, предусмотрены буферы отбоя и сжатия. Для гашения колебаний применяются амортизаторы. В рассматриваемой подвеске буфер сжатия установлен внутри пневматической рессоры. Буфер отбоя встроен в амортизатор.

В модели для расчета динамики твердых тел буферы и амортизаторы заданы с помо-

щью инструментов моделирования пружин (*SPRING*) [9] (рис. 8, а), в качестве параметров для которых задаются упругие и демпфирующие характеристики (рис. 8, б–г) реальных элементов конструкции, полученные аналитически в соответствии с рекомендациями, представленными в [10].

### Описание нагрузочных режимов

В процессе эксплуатации максимальные нагрузки в задней подвеске грузового трехосного автомобиля возникают в нескольких ситуациях, которые можно смоделировать, используя разработанный стенд (рис. 1). В таблице 2 представлен список нагрузочных режимов, моделирование которых производилось в данной работе. Проекции на оси глобальной системы координат сил и моментов, прикладываемых к колесам автомобиля, для различных случаев движения рассчитаны аналитически по методикам, изложенным в [10].

Моделирование всех режимов (табл. 2) производилось в одном расчете. Приложение всех силовых факторов по времени моделирования задавалось аналитически с помощью встроенных в программный комплекс функций включения/отключения тех или иных силовых факторов во времени [9]. Для удобства работы с моделью и анализа графиков рассчитанных сил колесам стенда присвоены соответствующие номера. Номера колес заданы в таблице 3.

На рис. 9 представлен пример изменения вертикальных нагрузок на колеса виртуального стенда пневматической подвески во времени.

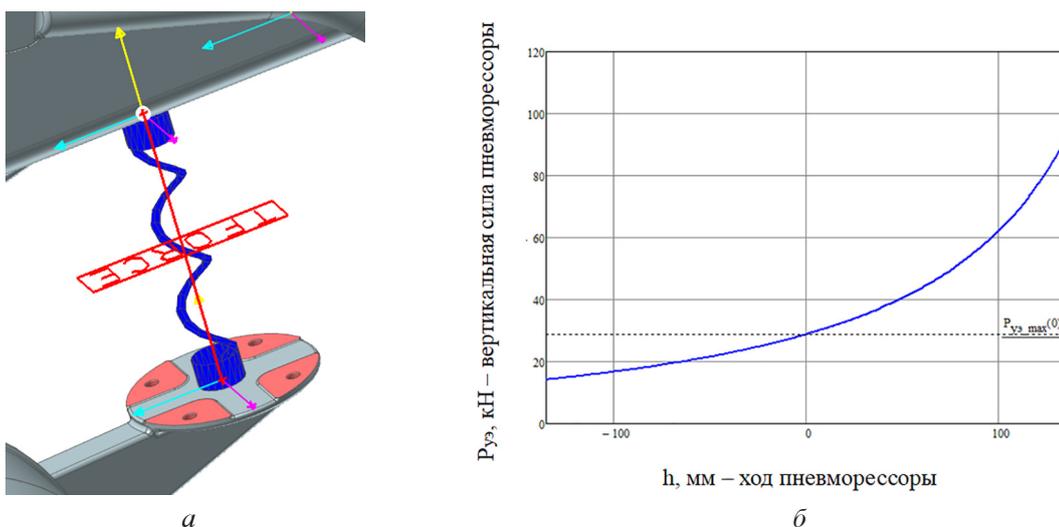


Рис. 7. а) модель пневматического упругого элемента в среде по расчету динамики твердых тел; б) упругая характеристика пневматического элемента для автомобиля полной массы

Fig. 7. a) model of a pneumatic elastic element in a medium according to the calculation of the dynamics of rigid bodies; b) elastic characteristic of a pneumatic element for full mass vehicle

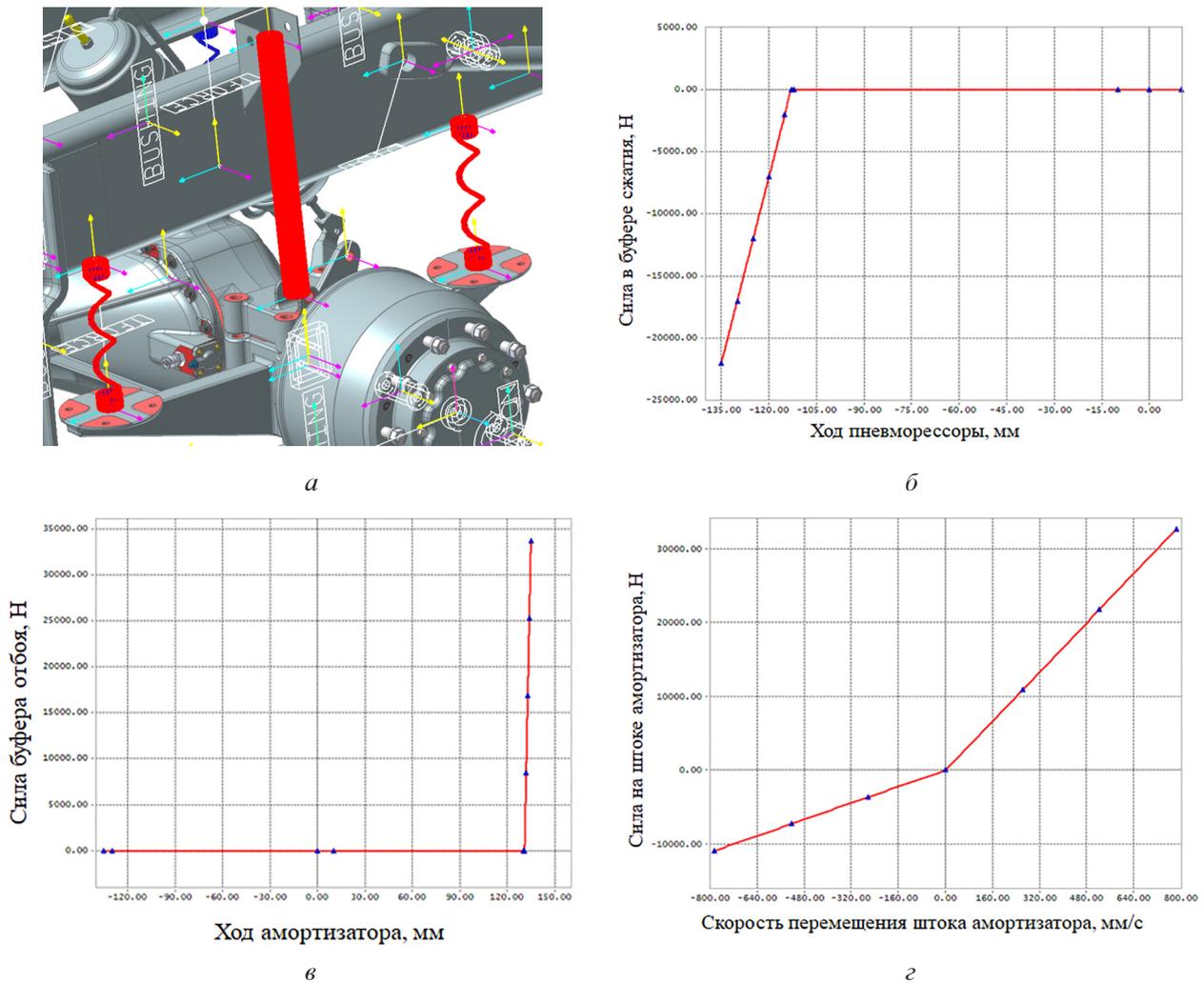


Рис. 8. а) модели буферов сжатия, отбоя и амортизаторов в среде по расчету динамики твердых тел;  
 б) упругая характеристика буфера сжатия; в) упругая характеристика буфера отбоя;  
 г) демпфирующая характеристика амортизатора

Fig. 8. a) models of compression buffers, rebound dampers and shock absorbers in an environment  
 for calculating the dynamics of rigid bodies; b) compression buffer elastic characteristic;  
 c) rebound buffer elastic characteristic; d) damping characteristic of the shock absorber

Таблица 2

Нагрузки для определения усилий в шарнирах подвески  
 Table 2. Loads for determining the forces in the suspension joints

Расчетный случай			Сила, Н	Первая ось тележки		Вторая ось тележки	
№	Название	Время моделирования, с		Левое колесо	Правое колесо	Левое колесо	Правое колесо
1	Приложение статической вертикальной нагрузки	0–10	F <sub>x</sub>	0	0	0	0
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	57070	57070	62330	62330
2	Перегрузка 4,5 g	10–20	F <sub>x</sub>	0	0	0	0
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	256814	256814	280487	280487
3	Тяговый режим с вывешиванием среднего моста	20–30	F <sub>x</sub>	0	0	83460	83460
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	0	0	104325	104325

Окончание таблицы 2

Расчетный случай			Сила, Н	Первая ось тележки		Вторая ось тележки	
№	Название	Время моделирования, с		Левое колесо	Правое колесо	Левое колесо	Правое колесо
4	Тяговый режим с вывешиванием заднего моста	30–40	F <sub>x</sub>	113420	113420	0	0
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	141775	141775	0	0
5	Диагональное вывешивание мостов задней тележки	40–50	F <sub>x</sub>	91312	0	0	99729
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	114140	0	0	124661
6	Подъем 30° с вывешиванием среднего моста	50–60	F <sub>x</sub>	0	0	89633	89633
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	0	0	112041	112041
7	Подъем 30° с вывешиванием заднего моста	60–70	F <sub>x</sub>	122565	122565	0	0
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	153207	153207	0	0
8	Торможение на спуске 30° с вывешиванием среднего моста	70–80	F <sub>x</sub>	0	0	-54925	-54925
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	0	0	68656	68656
9	Торможение на спуске 30° с вывешиванием заднего моста	80–90	F <sub>x</sub>	-74641	-74641	0	0
			F <sub>y</sub>	0	0	0	0
			F <sub>z</sub>	93302	93302	0	0
10	Автомобиль в статике на косягоре 30°	90–100	F <sub>x</sub>	0	0	0	0
			F <sub>y</sub>	0	57070	0	62331
			F <sub>z</sub>	0	98848	0	107960

Таблица 3

Номера колес задней тележки  
 Table 3. Rear trolley wheel numbers

	Первая ось тележки	Вторая ось тележки
Левое колесо	21	31
Правое колесо	22	32

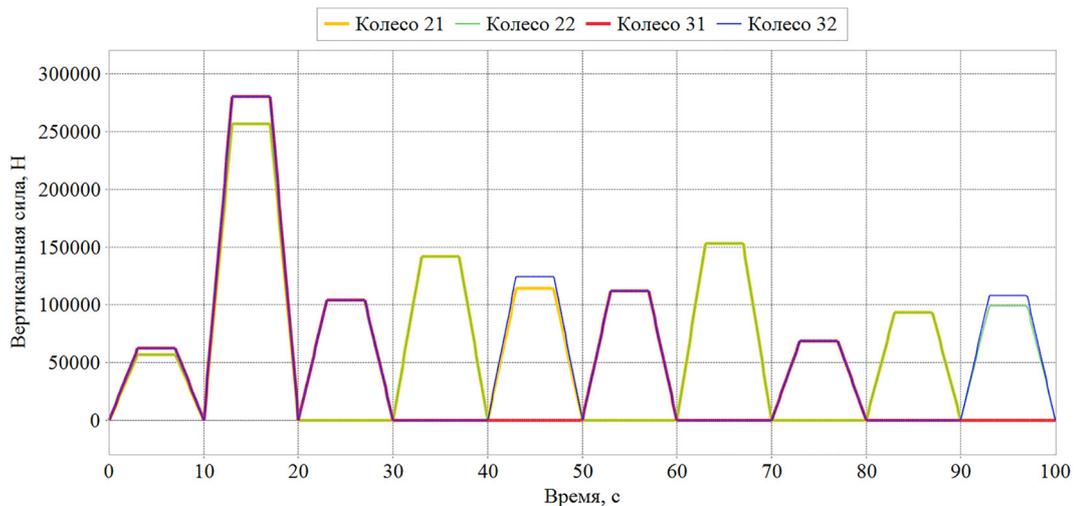


Рис. 9. Графики изменения вертикальной нагрузки на колеса виртуального стенда  
 Fig. 9. Graphs of changes in the vertical load on the wheels of the virtual test bench

### Результаты расчета

В результате проведенных исследований установлено, что наиболее опасными расчетными случаями движения автомобиля являются диагональное вывешивание, подъем и спуск  $30^\circ$  с вывешиванием заднего моста, косогор.

Положение звеньев стэнда в указанных расчетных режимах показано на рис. 10. Нагрузки в шарнирах подвески приведены в таблице 4.

### Выводы

1. В результате проведенной работы создан виртуальный стэнд в среде по расчету динамики твердых тел для анализа работы пневматической подвески задней тележки грузового автомобиля.

2. Разработанный стэнд позволяет в кратчайшие сроки провести большое количество раз-

личных расчетов и выявить все опасные режимы на ранней стадии проектирования подвески.

3. Проведено моделирование работы подвески в наиболее типичных режимах нагружения и выявлены наиболее опасные режимы. Доказана работоспособность и адекватность работы математической модели.

4. Определены усилия во всех шарнирах конструкции, выбраны максимальные нагрузки, которые далее применяются в конструкторских проектных и проверочных расчетах при проектировании пневматической подвески автомобиля.

5. Разработанный стэнд универсален. Возможно проведение обратной задачи, в которой в качестве исходных данных будут использоваться перемещения колес тележки, а анализируемыми параметрами будут силовые факторы в пятне контакта.

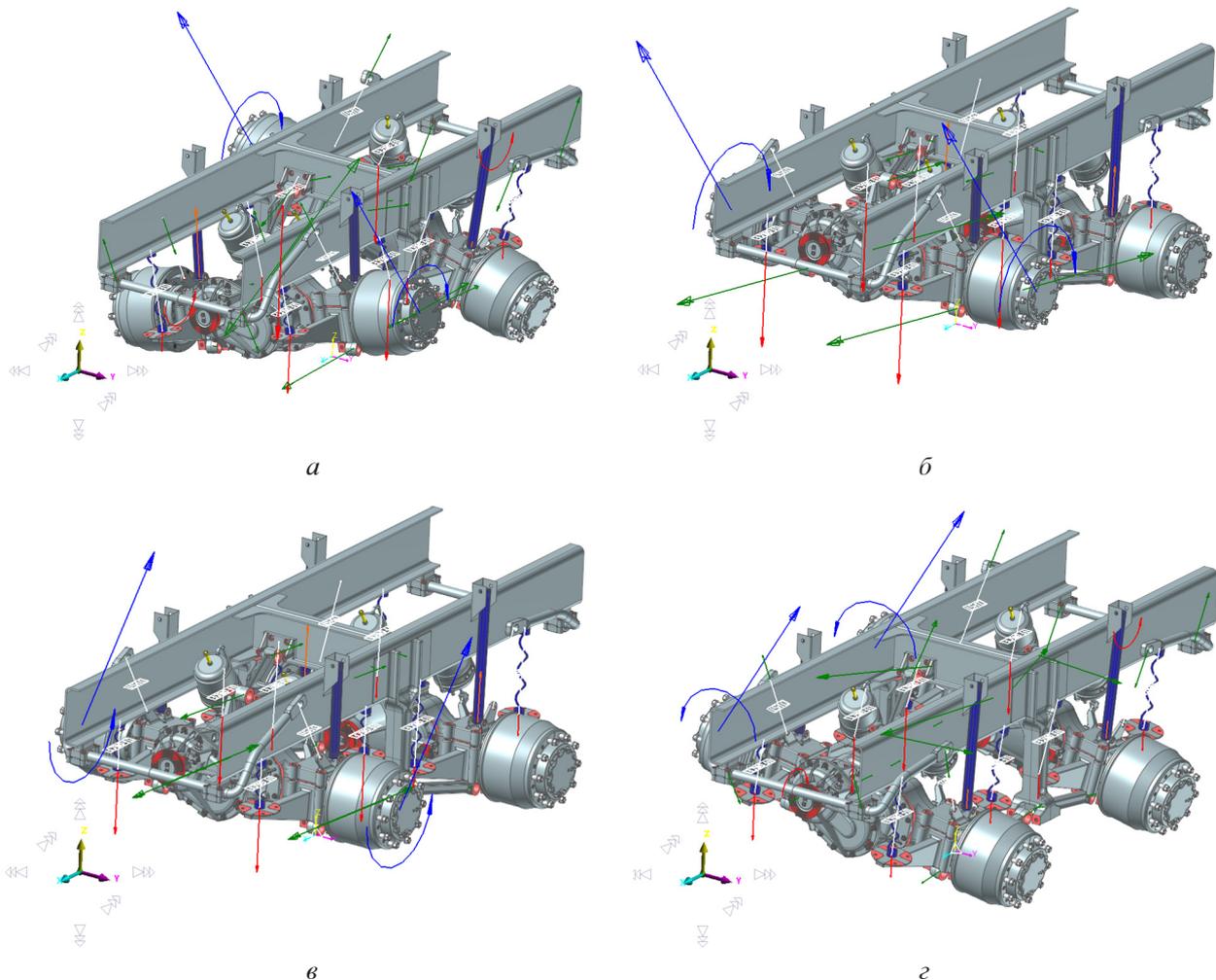


Рис. 10. Перемещения элементов подвески под действием нагрузок в режимах:  
а) диагонального вывешивания; б) подъема  $30^\circ$  с вывешиванием заднего моста;  
в) спуска  $30^\circ$  с вывешиванием заднего моста; г) косогора

Fig. 10. Movement of suspension elements under the action of loads in the following modes: a) diagonal hanging; b) lifting  $30^\circ$  with hanging the rear axle; c) descending  $30^\circ$  with hanging the rear axle; d) slope

Результаты расчета усилий в шарнирах стенда подвески

Table 4. The results of calculating the forces in the hinges of the suspension stand

№	Название шарнира	Ось	Диагональное вывешивание	Подъем 30° с вывешиванием заднего моста	Спуск 30° с вывешиванием заднего моста	Косогор
1	Соединение среднего моста с нижней штангой 21	X	126212	154860	-110744	15069
		Y	31737	0	0	-3324
		Z	12818	19458	-6327	-5132
2	Соединение среднего моста с нижней штангой 22	X	-2152	154856	-110743	-10584
		Y	1006	0	0	643
		Z	-903	19460	-6337	150
3	Соединение заднего моста с нижней штангой 31	X	-72879	3557	3557	-18282
		Y	-18198	0	0	-4174
		Z	-18523	-436	-436	-5906
4	Соединение заднего моста с нижней штангой 32	X	158458	3557	3557	11194
		Y	43892	0	0	821
		Z	-25907	-436	-436	0
5	Соединение среднего моста с верхней штангой	X	-36914	-64380	72200	-5753
		Y	-32888	0	0	61323
		Z	9286	-6143	5694	11008
6	Соединение заднего моста с верхней штангой	X	20468	-9056	-9056	9198
		Y	-17957	0	0	67404
		Z	-5697	-4511	-4511	13632
7	Опора стабилизатора 21	X	-22368	0	0	12745
		Y	-904	0	0	464
		Z	-32339	0	0	27845
8	Опора стабилизатора 22	X	17315	0	0	-15470
		Y	-1001	0	0	405
		Z	35548	0	0	-26096
9	Опора стабилизатора 31	X	-19438	0	0	-14095
		Y	1455	0	0	609
		Z	38875	0	0	30300
10	Опора стабилизатора 32	X	27521	0	0	17620
		Y	1337	0	0	540
		Z	-33752	0	0	-28093

6. Разработанная модель подвески может быть импортирована в общую модель автомобиля для проведения дальнейших более глубоких исследований.

**Литература**

1. Вдовин Д.С. Расчет нагрузок на звенья независимой подвески ходовой части автомобиля 8x8 с использованием Nx Motion. Сборник трудов секции “Автомобили и тракторы” 85-ой международной научно-технической конференции «Будущее автомобилестроения в России», Ассоциация Автомобильных Инженеров, Университет Машиностроения (МАМИ), Москва, 24 апреля 2014 г. С. 2–6.
2. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С. Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 4 (22). Том 1. С. 74–80.
3. Горобцов А.С., Шурыгин В.А., Серов В.А., Дьяков А.С., Лаптева В.О., Макаров А.А. Разработка математической модели многоопорной транспортной машины для перевозки крупногабаритных неделимых грузов // Грузовик. 2014. № 11. С. 2–5.
4. Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Interface for Optimization / Procedia Engineering 16 (2011) 333–341.

5. Кушвид Р.П., Чичекин И.В. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета: учебник. М.: МГИУ, 2014. 555 с.
  6. Равкин Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля / Под ред. канд. техн. наук А.А. Лапина. М.: Mashgiz, 1962. 288 с.
  7. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
  8. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis | FunctionBay. – URL: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> (Дата обращения 08.02.2021).
  9. Introduction. – URL: <https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/default.htm> (Дата обращения 08.02.2021).
  10. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
- References**
1. Vdovin D.S. Calculation of loads on the independent suspension links of the chassis of an 8 wheel drive vehicle using Nx Motion. Sbornik trudov sektsii “Avtomobili i traktorY” 85-oy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoй konferentsii «Budushcheye avtomobilstroyeniya v Rossiі», Assotsiatsiya Avtomobil’nykh Inzhenerov, Universitet Mashinostroyeniya (MAMI), Moscow, 24 aprelya 2014 g. [Proceedings of the section “Automobiles and tractors” of the 85th international scientific and technical conference “Future of the automotive industry in Russia”]. pp. 2–6 (in Russ.).
  2. Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Polyakov Yu.A., D’yakov A.S. Dynamic analysis of the parameters of the front suspension of the truck cabin. Izvestiya MGTU «MAMI». 2014. No 4 (22). V 1, pp. 74–80 (in Russ.).
  3. Gorobtsov A.S., Shurygin V.A., Serov V.A., D’yakov A.S., Lapteva V.O., Makarov A.A. Development of a mathematical model of a multi-support transport vehicle for the transportation of large-sized indivisible cargo. Gruzovik. 2014. No 11, pp. 2–5 (in Russ.).
  4. Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Inter-face for Optimization / Procedia Engineering 16 (2011) 333–341.
  5. Kushvid R.P., Chichekin I.V. Shassi avtomobilya. Konstruktsiya i elementy rascheta [Vehicle chassis. Design and elements of calculation]: uchebnik. Moscow: MGIU Publ., 2014. 555 p.
  6. Ravkin G.O. Pnevmaticheskaya podveska avtomobilya [Air suspension of vehicle] / Pod red. kand. tekhn. nauk A.A. Lapina. Moscow: Mashgiz Publ., 1962. 288 p.
  7. Raympel’ Y. Shassi avtomobilya: Elementy podveski [Automobile chassis: Suspension elements]. Per. s nem. A.L. Karpukhina; Pod red. G.G. Gridasova. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1987. 288 p.
  8. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis | FunctionBay. – URL: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> (accessed 08.02.2021).
  9. Introduction. – URL: <https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/default.htm> (accessed 08.02.2021).
  10. Proyektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin [Design of all-wheel drive wheeled vehicles]: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t. / B.A. Afanas’yev, B.N. Belousov, G.I. Gladov i dr.; Pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauma-na Publ., 2008.

## A VIRTUAL TEST BENCH FOR DETERMINING THE LOADS IN THE AIR SUSPENSION OF THE REAR TROLLEY OF A TRUCK AT THE EARLY STAGES OF DESIGN

**R.O. Maksimov**, PhD in Engineering **I.V. Chichekin**  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia  
romychmaksimov@gmail.com, hiv2@mail.ru

*To determine the maximum loads acting in the rear air suspension of a truck at the early stages of design there was used computer modeling based on solving equations of dynamics of solids and implemented in the Recurdyn software. The components of the developed virtual test bench, including hinges, power connections, drive axles, a wheel-hub assembly with a wheel and a support platform, are considered in detail. The test bench is controlled using a mathematical model created in the environment for calculating the dynamics of rigid bodies and associated with a solid suspension model by standard software tools of the application. The test bench is controlled using a mathematical model created in the environment for calculating the dynamics of rigid bodies and associated with a solid suspension model by standard software tools of the application. The use of such a test bench makes it possible to determine the loads in the hinges and power connections of the suspension, to determine the mutual positions of the links for each load mode, to increase the accuracy of the calculation of loads in comparison with the flat kinematic and force calculation. The mathematical model of the virtual test bench allows to carry out numerous parametric studies of the suspension without the involvement of expensive full-scale prototypes. This makes it possible at the early stages of design to determine all hazardous modes, select rational parameters of the elements, and reduce design costs.*

*The paper shows the results of modeling the operation of a virtual test bench with an air suspension in the most typical loading modes, identifying the most dangerous modes. The efficiency and adequacy of the mathematical model of the suspension was proved. Examples of determining the force in all the joints of the structure, the choice of maximum loads for design calculations when designing the air suspension of vehicle were shown.*

**Keywords:** virtual test bench, air suspension, rigid body dynamics, load calculation, Recurdyn.

**Cite as:** Maksimov R.O., Chichekin I.V. A virtual test bench for determining the loads in the air suspension of the rear trolley of a truck at the early stages of design. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 76–86 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-76-86

# ПОИСК ОПТИМАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА РАБОЧЕГО КОЛЕСА КОМПРЕССОРА С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТУРБОНАДДУВА

Рахматуллин С.С.

Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия

samatrakhmatullin@gmail.com

Зачастую с целью повышения эффективности транспортных средств, работающих на дизельных двигателях, на них устанавливаются турбонаддувы. Часть эффективности работы самих турбонаддувов зависит от оптимальных характеристик их рабочих колес, которые в свою очередь достигаются выбором подходящих материалов для изготовления импеллеров. Важным свойством материала турбинного колеса является жаростойкость к поступающим отработавшим газам, а компрессорного – стойкость к давлению воздуха, одновременно подающегося к нему и нагнетающегося им.

В исследовании вопрос повышения эффективности работы системы турбонаддува рассматривается в контексте сравнения трех материалов (никелевый и титановый сплавы, конструкционная сталь), предлагаемых для изготовления рабочего колеса компрессора, путем проектирования его модели с помощью компьютерных программных продуктов. Для этого замеры реальных элементов турбонаддува и их характеристики переносятся в CREO, где высчитываются нужные размеры и проводятся другие необходимые расчеты, которые далее импортируются в ANSYS с целью последующего исследования, включающего в себя тепловой и конструкционный анализы. Сравнение результатов анализов позволяют сделать вывод о преимуществе никелевого сплава над другими рассматриваемыми материалами в плане его минимальной подверженности деформированию и получения наименьшего суммарного теплового потока в компрессорном рабочем колесе и рекомендовать этот материал к применению в турбонаддуве или к последующему его сопоставлению и сравнению с ранее не рассмотренными материалами, что, как предполагается в исследовании, в совокупном итоге и в некоторой степени может способствовать повышению эффективности самого транспортного средства в целом.

**Ключевые слова:** турбонаддув, двигатель, компрессорное колесо, повышение эффективности, никелевый сплав, трехмерная модель.

**Для цитирования:** Рахматуллин С.С. Поиск оптимального материала рабочего колеса компрессора с целью повышения эффективности работы системы турбонаддува // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 87–94. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-87-94

## Введение

С целью увеличения мощности дизельные двигатели зачастую применяются вместе с установленным турбонаддувом, например, с центробежным компрессором. Отдельно турбина и отдельно компрессор подразумевают наличие собственных рабочих колес, первое из которых преобразует энергию отработавших газов во вращение вала, на котором также закреплено второе колесо, нагнетающее благодаря этому вращению воздух в цилиндры двигателя. Изготовление турбинного колеса требует применения жаропрочных и стойких к давлению направляющегося газового потока материалов, а компрессорного – материалов, стойких к давлению поступающего на крыльчатку воздуха [1].

Выбор оптимального материала компрессорного колеса послужил целью экспериментов в рамках соответствующих исследований, где были выявлены свойства различных сплавов, одни из которых в конечном итоге позволили повысить эффективность работы турбонаддува [2], а рассмотрение других, например, инновационных материалов, таких как композитные материалы, ведется очень активно по сей день [3–9]. Часть же исследователей сосредоточена на рассмотрении традиционно применяющихся сплавов [10].

В работе проектируются модели компрессорных колес из сплава титана (СТ), сплава никеля (СН) и конструкционной стали (КС), характеристики которых (соответственно табл. 1,

табл. 2 и табл. 3) анализируются в специальной программе аппроксимационным методом, с целью их сравнения и выбора материала, характеризующегося наиболее оптимальными конструкционными и тепловыми показателями. Далее такой материал может быть рекомендован к применению в изготовлении рабочего колеса компрессора или к последующему сопоставлению и сравнению с ранее не рассмотренными в этом контексте материалами, что в совокупном итоге может способствовать повышению эффективности работы системы турбонаддува и в некоторой степени самого транспортного средства в целом [1].

### Материалы и методы

В исследовании для получения модели колеса проводятся и переносятся в программу *CREO* замеры необходимого компонента реального турбонаддува (рис. 1), а также его характеристики, что в совокупности позволяет высчитать подходящие размеры моделей крыльчатки [11–15]. В работе используется обособленный анализ методом конечных элементов (МКЭ) для конструкционного и теплового анализов модели в *ANSYS* (рис. 2) [2, 3, 16–18]. Более точные результаты можно получить путем сеточного разделения колеса на элементы с гранями (рис. 3) [19, 20].

Таблица 1

#### Характеристики КС

Table 1. Structural steel characteristics

Характеристика	Значение
Плотность	7855 кг/м <sup>3</sup>
Модуль упругости	2·10 <sup>11</sup> Па
Коэффициент Пуассона	0,31

Таблица 2

#### Характеристики СТ

Table 2. Titanium alloy characteristics

Характеристика	Значение
Плотность	4429 кг/м <sup>3</sup>
Модуль упругости	1,13·10 <sup>11</sup> Па
Коэффициент Пуассона	0,33

Таблица 3

#### Характеристики СН

Table 3. Nickel alloy characteristics

Характеристика	Значение
Плотность	8192 кг/м <sup>3</sup>
Модуль упругости	2,03·10 <sup>11</sup> Па
Коэффициент Пуассона	0,286

С целью фиксации колеса задаются необходимые ограничения (рис. 4). Также для него устанавливаются скорость вращения (рис. 5) и давление (рис. 6).

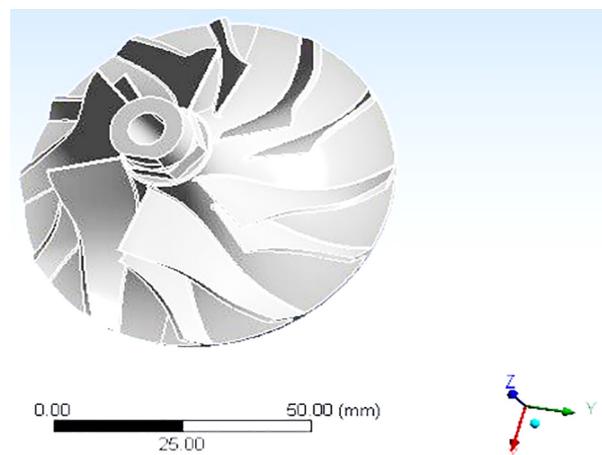


Рис. 2. Модель компрессорного колеса

Fig 2. Compressor wheel model

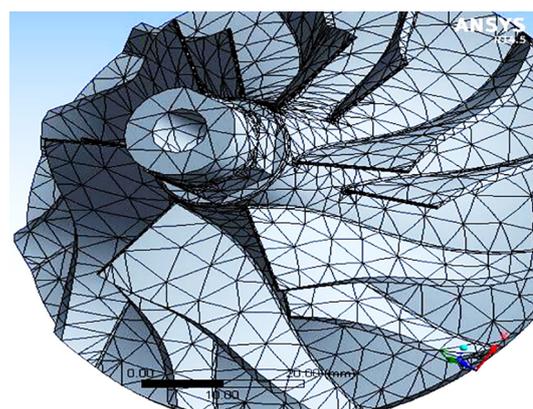


Рис. 3. Сетчатая модель компрессорного колеса

Fig. 3. Compressor wheel mesh model

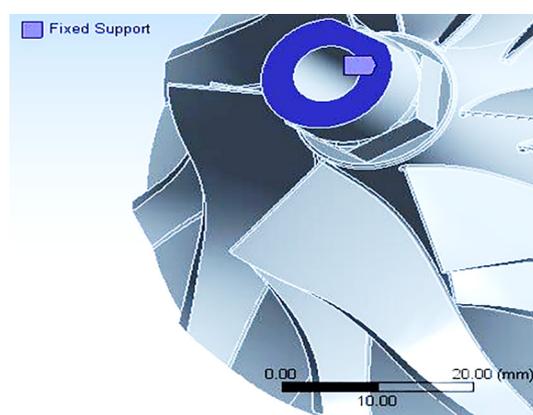


Рис. 4. Уставка фиксации колеса

Fig. 4. Wheel fixing setpoint

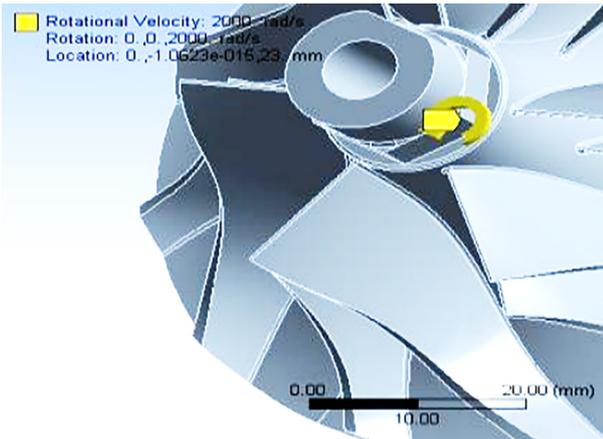


Рис. 5. Уставка скорости вращения (2000 рад/с)  
Fig. 5. Rotation speed setting (2000 rad/s)

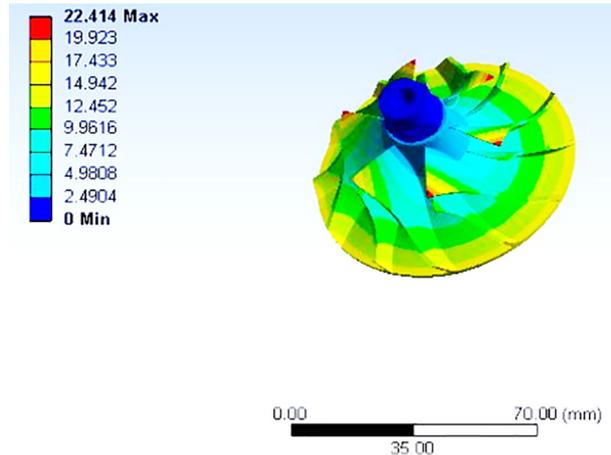


Рис. 7. Полное смещение колеса из СН  
Fig. 7. Full displacement of the nickel alloy wheel

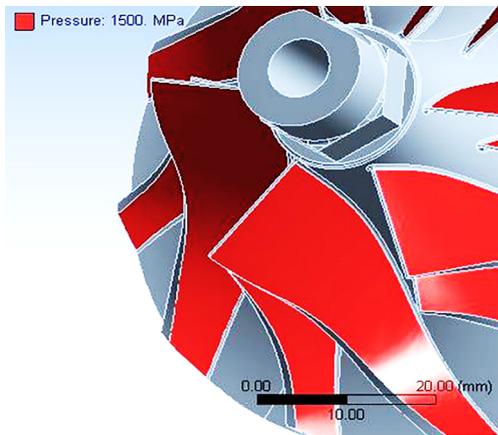


Рис. 6. Уставка максимального давления (1500 МПа)  
Fig. 6. Maximum pressure setting (1500 MPa)

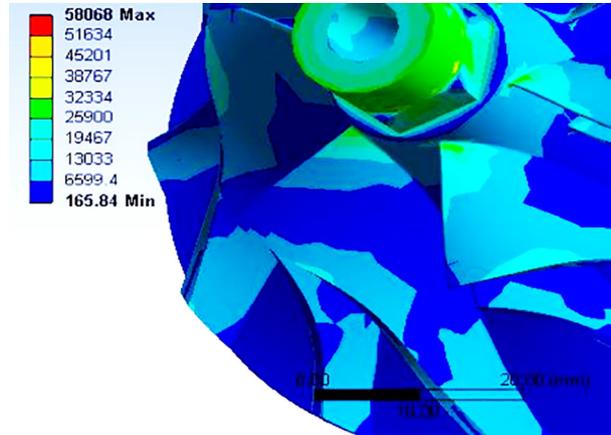


Рис. 8. Эквивалентное напряжение колеса из СН  
Fig. 8. Equivalent voltage of the nickel alloy wheel

### Результаты и обсуждение

Результаты исследования базируются на обобщенном анализе материалов МКЭ.

#### Анализ компрессорного колеса из СН

Важным являлось рассмотрение конструкционной и тепловой составляющих анализа. В рамках статического конструкционного анализа проведено исследование полного смещения (рис. 7), эквивалентного напряжения (рис. 8) и эквивалентной деформации (рис. 9) колеса из СН.

В рамках анализа теплового поля проведено исследование установившегося теплового потока (рис. 10) и направленного теплового потока (рис. 11) в рассматриваемом колесе из СН.

#### Анализ компрессорных колес из КС и СТ

Здесь учтены все уставки и процедура, которые применялись к анализу колеса из СН.

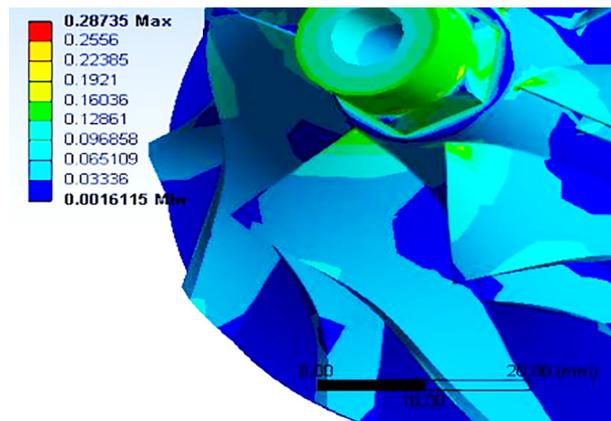


Рис. 9. Эквивалентная деформация колеса из СН  
Fig. 9. Equivalent deformation of a nickel alloy wheel

В рамках статического конструкционного анализа также проведено исследование полного смещения колес из КС и СТ (рис. 12, а и 12, б соответственно), эквивалентного напряжения (рис. 13, а и 13, б соответственно) и эквива-

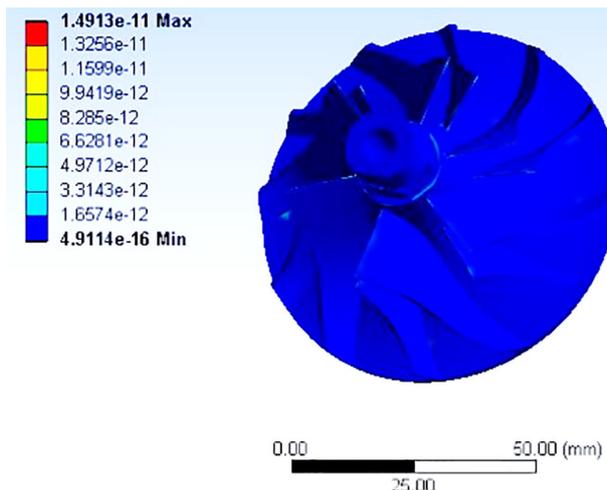


Рис. 10. Суммарный тепловой поток в колесе из СН  
Fig. 10. Total heat flux in the nickel alloy wheel

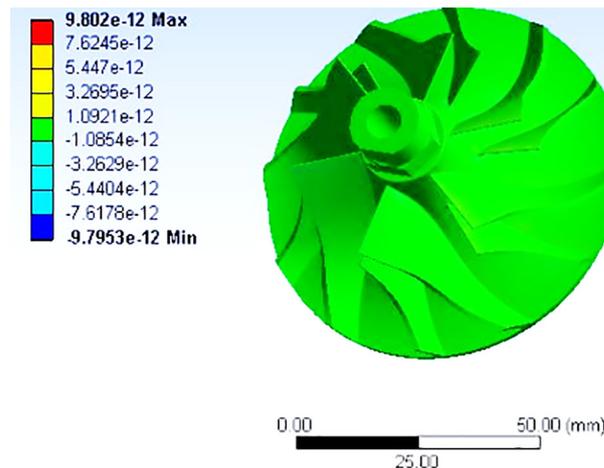


Рис. 11. Направленный тепловой поток в колесе из СН  
Fig. 11. Directed heat flux in the nickel alloy wheel

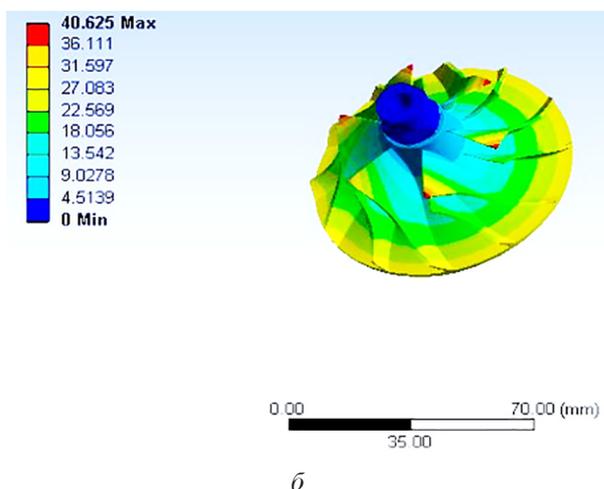
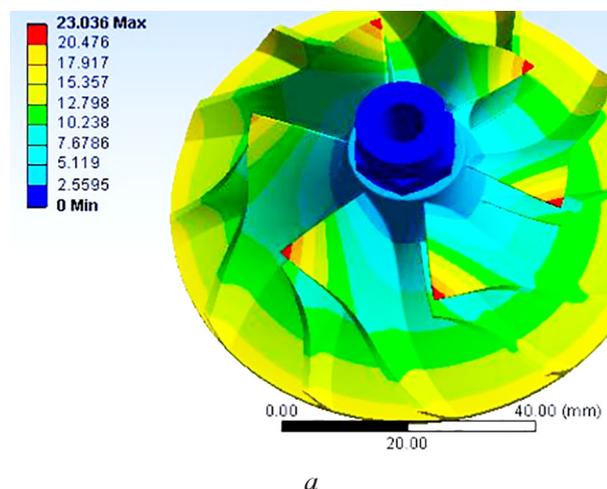


Рис. 12. Полное смещение:  
а – колеса из КС; б – колеса из СТ

Fig. 12. Full displacement: a – structural steel wheel; b – nickel alloy wheel

лентной деформации (рис. 14, а и 14, б соответственно). В рамках анализа теплового поля также проведено исследование установившегося теплового потока (рис. 15, а и 15, б соответственно) и направленного теплового потока (рис. 16, а и 16, б соответственно) в рассматриваемых колесах из КС и СТ.

С целью сравнения свойств всех материалов результаты исследований в рамках рассматриваемых анализов приведены в табл. 4 и табл. 5, откуда можно наблюдать, что компрессорное колесо из никеля менее подвержено деформированию. Оно характеризуется наименьшим суммарным тепловым потоком и наибольшим направленным потоком тепла, по сравнению с рабочими колесами компрессора из ТС и КС.

Таблица 4

Результаты конструкционного анализа

Table 4. Structural analysis results

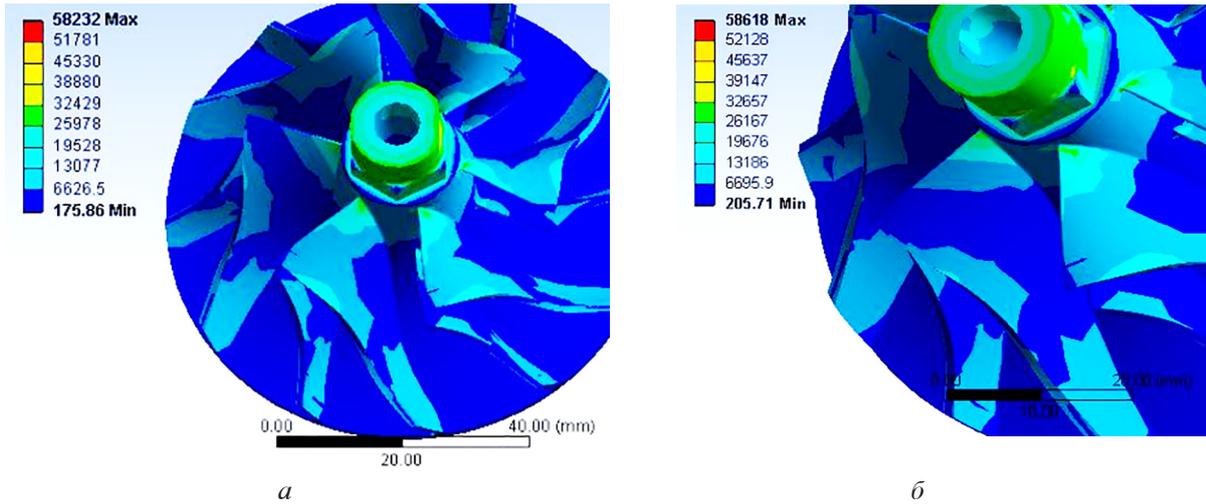
Характеристика	Значение
Плотность	8192 кг/м <sup>3</sup>
Модуль упругости	2,03·10 <sup>11</sup> Па
Коэффициент Пуассона	0,286

Таблица 5

Результаты анализа теплового поля

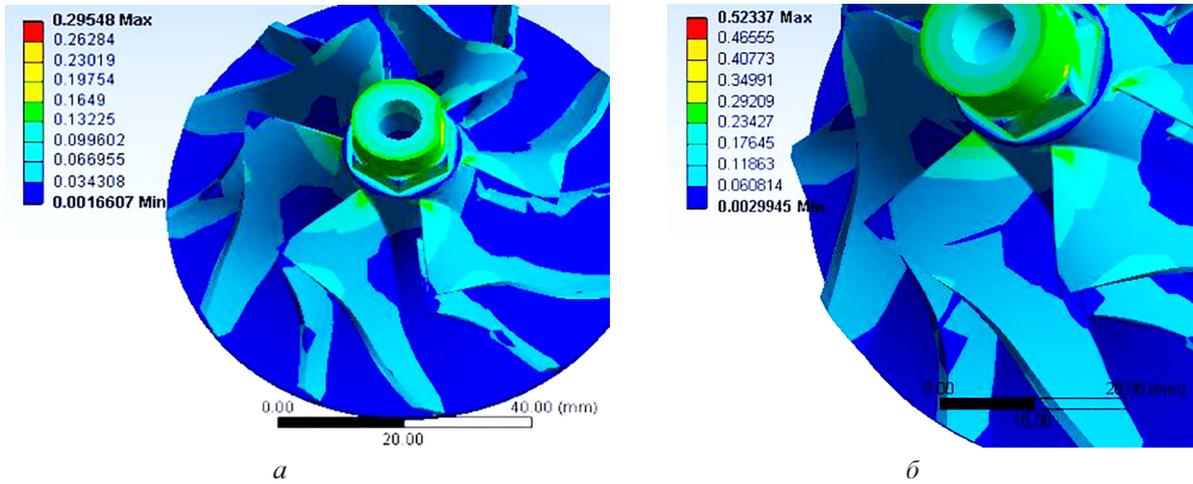
Table 5. Thermal field analysis results

Материал	Суммарный тепловой поток, Вт/мм <sup>2</sup>	Направленный тепловой поток, Вт/мм <sup>2</sup>
КС	5,88·10 <sup>-11</sup>	3,88·10 <sup>-11</sup>
СТ	3,25·10 <sup>-11</sup>	2,14·10 <sup>-11</sup>
СН	1,48·10 <sup>-11</sup>	9,82·10 <sup>-11</sup>



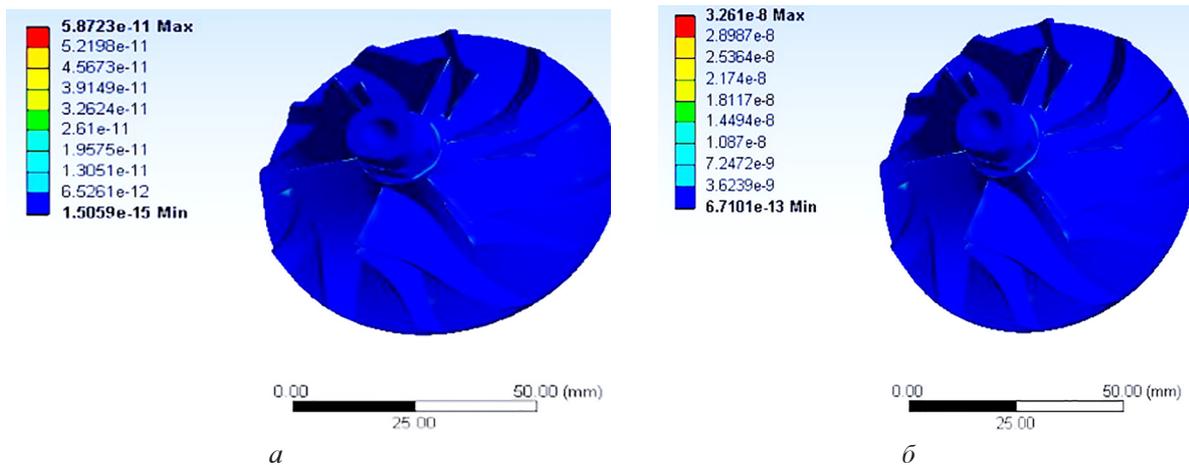
**Рис. 13. Эквивалентное напряжение:**  
*a* – колеса из КС; *б* – колеса из СТ

*Fig. 13. Equivalent stress: a – structural steel wheel; b – nickel alloy wheel*



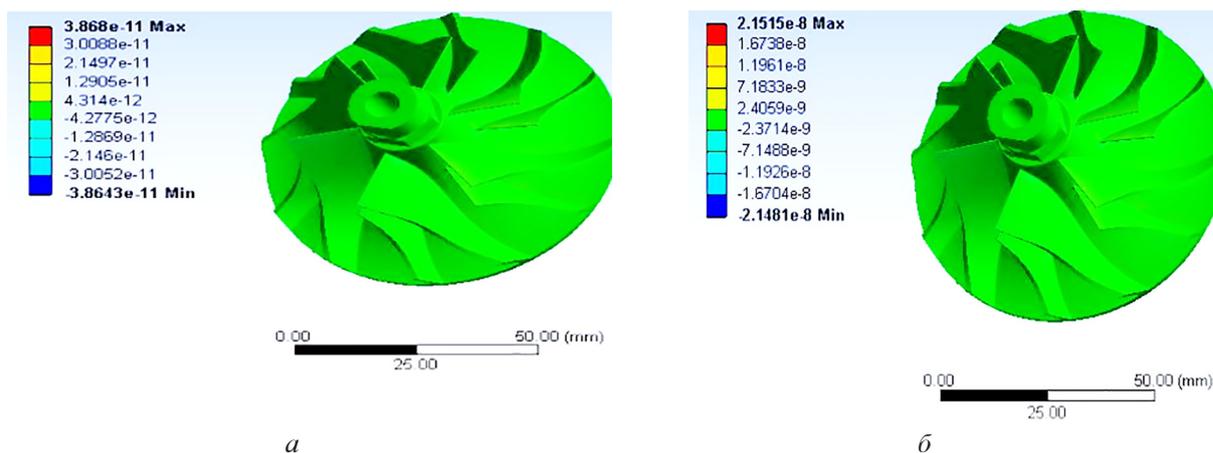
**Рис. 14. Эквивалентная деформация:**  
*a* – колеса из КС; *б* – колеса из СТ

*Fig. 14. Equivalent deformation: a – structural steel wheel; b – nickel alloy wheel*



**Рис. 15. Суммарный тепловой поток:**  
*a* – в колесе из КС; *б* – в колесе из СТ

*Fig. 15. Total heat flux: a – structural steel wheel; b – nickel alloy wheel*



**Рис. 16. Направленный тепловой поток:**  
*а* – в колесе из КС; *б* – в колесе из СТ

*Fig. 16. Directional heat flow: a – structural steel wheel; b – nickel alloy wheel*

### Заклучение

Несмотря на ненадлежащие показатели направленного теплового потока в рабочем колесе компрессора из никелевого сплава, оно, в сравнении с крыльчатками из титана и конструкционной стали, менее всех подвержено деформированию и характеризуется минимальными показателями суммарного потока тепла, что позволяет рекомендовать этот тип материала к использованию в изготовлении компрессорного колеса с целью попытки повышения эффективности работы системы турбонаддува с центробежным компрессором.

### Литература

1. Watson N., Janota M. Turbocharging the Internal Combustion Engine. New York: Wiley, 1982. 624 p.
2. Prasad A., Rao B., Babji A., Babu D. Static and Dynamic Analysis of a Centrifugal Pump Impeller // International Journal of Scientific & Engineering Research. 2013. Vol. 4. No. 10. P. 966–971.
3. Martynyuk L., Afanasiev D., Bykov L., Ezhov A., Mezintsev M. The study of the applicability of polymer composite materials for the manufacture of the impeller of a centrifugal compressor // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 1060. No. 1. 012026 p. DOI: 10.1088/1757-899X/1060/1/012026
4. Lindberg Jr B., Papuka K., Kharazi A., Mueller N. Novel Compressor Using Woven/Wound Composite Impeller // Proceedings of the ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Chicago: Process Industries, 2006. P. 95–100. DOI: 10.1115/IMECE2006-13342
5. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Композиционные материалы для рабочих колес турбокомпрессоров автотракторных двигателей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 28–36.
6. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Исследование прочностных качеств рабочих колес из композитного материала агрегатов наддува дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2017 / № 2. С. 21–28.
7. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Оптимизация армирующего слоя компрессорного колеса из композиционного материала турбокомпрессора дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 2. С. 47–53.
8. Saravanan R., Malladi A., Anesh V. Exploration of appropriateness of material for impeller of turbocharger—A numerical validation // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2283. No. 1. 020074 p. DOI: 10.1063/5.0025027
9. Fomin V., Apelinskiy D., Netrusov A. Study of the optimal reinforcing structure of the compressor wheel from composition material of the transport turbocharged engine // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 534. No. 1. 012031 p. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012031
10. Emara A., Soliman M., Monieb H., Abdelrazek S. Material Selection for a Turbocharger Centrifugal Compressor Wheel. Egypt: SAE Technical Paper. 2020. 9 p. DOI: 10.4271/2020-01-5066
11. Pochini A. Design and virtual validation of a turbocharger for an internal combustion engine in a range extender application. Doctoral dissertation, Politecnico di Torino. Turin, 2021. 136 p.
12. Joy N. Design and Analysis of an Integrated Exhaust Manifold with Turbocharger for Considerable Reduction of Over Heating of Bearing System // International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development. 2018. Vol. 8. No. 2. P. 601–608.

13. Abhang S., Jadhav Y., Jadhav S. Correlation of test data with analysis of turbocharger hot bolted joint // *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 5. No. 9. P. 1374–1380.
  14. Venkatesh T., Kumar A., Shareef S., Kumar P. Structural Analysis of Centrifugal Compressor Impeller using ANSYS // *CVR Journal of Science and Technology*. 2020. Vol. 19. No. 1. P. 133–137. DOI: 10.32377/cvrjst1922
  15. Subash K., Muthukumar K. Design and Analysis of Centrifugal Impeller // *Journal of Industrial Mechanics*. 2019. Vol. 4. No. 2. P. 5–14. DOI: 10.5281/zenodo.3266975
  16. Liu S., Liu C., Hu Y., Gao S., Wang Y., Zhang H. Fatigue life assessment of centrifugal compressor impeller based on FEA // *Engineering Failure Analysis*. 2016. Vol. 60. No. 1. P. 383–390. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.11.035
  17. Alsaeed A. Dynamic stability evaluation of an automotive turbocharger rotor-bearing system. Doctoral dissertation, Virginia Tech. Blacksburg, 2005. 88 p.
  18. Terani B., Badarinarayan K., Prakasha A. Stability Analysis of Turbocharger Impeller: A Review // *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2015. Vol. 2. No. 2. P. 576–578.
  19. Mane P. Design & Analysis of Centrifugal Pump Impeller by FEA // *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2016. Vol. 3. No. 1. P. 420–428.
  20. Mane P., Firake P., Firake V. Finite Element Analysis of M.S. Impeller of centrifugal Pump // *International Journal of Innovations in Engineering and Science*. 2017. Vol. 2. No. 9. P. 1–4.
- References**
1. Watson N., Janota M. Turbocharging the Internal Combustion Engine. New York: Wiley, 1982. 624 p.
  2. Prasad A., Rao B., Babji A., Babu D. Static and Dynamic Analysis of a Centrifugal Pump Impeller // *International Journal of Scientific & Engineering Research*. 2013. Vol. 4. No. 10. P. 966–971.
  3. Martynyuk L., Afanasiev D., Bykov L., Ezhov A., Mezintsev M. The study of the applicability of polymer composite materials for the manufacture of the impeller of a centrifugal compressor // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021. Vol. 1060. No. 1. 012026 p. DOI: 10.1088/1757-899X/1060/1/012026
  4. Lindberg Jr B., Papuka K., Kharazi A., Mueller N. Novel Compressor Using Woven/Wound Composite Impeller // *Proceedings of the ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Chicago: Process Industries, 2006. P. 95–100. DOI: 10.1115/IMECE2006-13342
  5. Netrusov A.N., Fomin V.M. Composite materials for impellers of turbochargers of automotive engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 8, pp. 28–36 (in Russ.).
  6. Netrusov A.N., Fomin V.M. Investigation of the strength properties of impellers made of composite material of diesel pressurization units. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017. No 2, pp. 21–28 (in Russ.).
  7. Netrusov A.N., Fomin V.M. Optimization of the reinforcing layer of a compressor wheel made of a composite material of a diesel turbocharger. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2018. No 2, pp. 47–53 (in Russ.).
  8. Saravanan R., Malladi A., Aneesh V. Exploration of appropriateness of material for impeller of turbocharger – A numerical validation // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2283. No. 1. 020074 p. DOI: 10.1063/5.0025027
  9. Fomin V., Apelinskiy D., Netrusov A. Study of the optimal reinforcing structure of the compressor wheel from composition material of the transport turbocharged engine // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 534. No. 1. 012031 p. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012031
  10. Emara A., Soliman M., Monieb H., Abdelrazek S. Material Selection for a Turbocharger Centrifugal Compressor Wheel. Egypt: SAE Technical Paper. 2020. 9 p. DOI: 10.4271/2020-01-5066
  11. Pochini A. Design and virtual validation of a turbocharger for an internal combustion engine in a range extender application. Doctoral dissertation, Politecnico di Torino. Turin, 2021. 136 p.
  12. Joy N. Design and Analysis of an Integrated Exhaust Manifold with Turbocharger for Considerable Reduction of Over Heating of Bearing System // *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*. 2018. Vol. 8. No. 2. P. 601–608.
  13. Abhang S., Jadhav Y., Jadhav S. Correlation of test data with analysis of turbocharger hot bolted joint // *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 5. No. 9. P. 1374–1380.
  14. Venkatesh T., Kumar A., Shareef S., Kumar P. Structural Analysis of Centrifugal Compressor Impeller using ANSYS // *CVR Journal of Science and Technology*. 2020. Vol. 19. No. 1. P. 133–137. DOI: 10.32377/cvrjst1922
  15. Subash K., Muthukumar K. Design and Analysis of Centrifugal Impeller // *Journal of Industrial Mechanics*. 2019. Vol. 4. No. 2. P. 5–14. DOI: 10.5281/zenodo.3266975

16. Liu S., Liu C., Hu Y., Gao S., Wang Y., Zhang H. Fatigue life assessment of centrifugal compressor impeller based on FEA // Engineering Failure Analysis. 2016. Vol. 60. No. 1. P. 383–390. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.11.035
17. Alsaeed A. Dynamic stability evaluation of an automotive turbocharger rotor-bearing system. Doctoral dissertation, Virginia Tech. Blacksburg, 2005. 88 p.
18. Terani B., Badarinarayan K., Prakasha A. Stability Analysis of Turbocharger Impeller: A Review // International Research Journal of Engineering and Technology. 2015. Vol. 2. No. 2. P. 576–578.
19. Mane P. Design & Analysis of Centrifugal Pump Impeller by FEA // International Research Journal of Engineering and Technology. 2016. Vol. 3. No. 1. P. 420–428.
20. Mane P., Firake P., Firake V. Finite Element Analysis of M.S. Impeller of centrifugal Pump // International Journal of Innovations in Engineering and Science. 2017. Vol. 2. No. 9. P. 1–4.

## FINDING THE OPTIMAL COMPRESSOR IMPELLER MATERIAL TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF THE TURBOCHARGING SYSTEM

**Rakhmatullin S.S.**

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia  
samatrakhmatullin@gmail.com

*Vehicles powered by diesel engines are equipped with superchargers in order to improve the efficiency of vehicles. The efficiency of the turbochargers themselves partly depends on the optimum performance of their impellers, which in turn is achieved by choosing the right impeller materials. An important property of the material of the turbine wheel is heat resistance to the incoming exhaust gases, and for the compressor wheel it is the resistance to the pressure of the air simultaneously supplied to it and forced by it. In this paper, the issue of increasing the efficiency of the turbocharging system is considered in the context of comparing three materials (nickel and titanium alloys, structural steel), which are proposed for the manufacture of a compressor impeller by designing its model using computer software products. The measurements of real turbocharging elements and their characteristics are transferred to CREO, where the required dimensions are calculated and other necessary calculations are carried out, which are then imported into ANSYS for the purpose of subsequent research, including thermal and structural analyzes. Comparison of the analysis results allows us to conclude that the nickel alloy is superior to other materials under consideration in terms of its minimum susceptibility to deformation and obtaining the lowest total heat flux in the compressor impeller, and to recommend this material for use in turbocharging or for its subsequent comparison with previously not considered materials, which, as suggested in the study, to some extent can contribute to an increase in the efficiency of the vehicle.*

**Keywords:** turbocharging, engine, compressor wheel, efficiency improvement, nickel alloy, 3D model.

**Cite as:** Rakhmatullin S.S. Finding the optimal compressor impeller material to improve the efficiency of the turbocharging system. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 87–94 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-87-94