

ISSN 2074-0530  
DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2

---

**2 (48)**  
**2021**

---

# **ИЗВЕСТИЯ**

## **МГТУ «МАМИ»**



---

**НАУЧНЫЙ РЕЦЕНЗИРУЕМЫЙ ЖУРНАЛ**



**МОСКОВСКИЙ  
ПОЛИТЕХ**

# ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ  
СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

VEHICLES AND POWER PLANTS

№ 2 (48) 2021

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2

## В номере

2	<b>Годжаев З.А., Годжаев Т.З., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Искалиев А.И.</b> Сравнительный анализ российских и зарубежных нормативных требований к виброзащите оператора трактора	<b>Godzhayev Z.A., Godzhayev T.Z., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Iskaliyev A.I.</b> Comparative analysis of Russian and foreign regulatory requirements for vibration protection of a tractor operator
9	<b>Гришин А.И.</b> Влияние на характеристику линейного перистальтического насоса формы сечения и длины сжимаемых участков	<b>Grishin A.I.</b> Influence of the cross-sectional shape and length of the compressible sections on the characteristics of a linear peristaltic pump
18	<b>Ильичев В.Ю., Юрик Е.А.</b> Разработка методики расчета оптимального распределения электрической мощности между энергоблоками КЭС	<b>Ilichev V.Y., Yurik E.A.</b> Development of methodology for calculation of optimal distribution of electric power between power units of condensing power plant
26	<b>Зуев С.М., Малеев Р.А., Шматов Ю.М., Широков П.С., Яхутль Д.Р.</b> Исследование комбинированного привода автопоезда	<b>Zuyev S.M., Maleyev R.A., Shmatkov YU.M., Shirokov P.S., Yakhutl' D.R.</b> Study of the combined drive of the road train
36	<b>Малышев А.Н., Груненков Е.А., Дебелов В.В., Мизин М.Д., Козловский В.Н.</b> Имитационное моделирование системы контроля изоляции высоковольтной электросети транспортного средства с гибридной силовой установкой	<b>Malyshev A.N., Grunenkov YE.A., Debelov V.V., Mizin M.D., Kozlovskiy V.N.</b> Simulation of the insulation monitoring system of the high-voltage electrical network of a vehicle with a hybrid power plant
51	<b>Падалкин Б.В.</b> Исследование составляющих сопротивления повороту гусеничной машины на плотном опорном основании	<b>Padalkin B.V.</b> Investigation of the components of the cornering resistance of a tracked vehicle on a solid support base
63	<b>Сарач Е.Б., Ткачев Я.А., Крохин М.Э.</b> Выбор характеристик системы поддрессоривания быстроходного гусеничного робота	<b>Sarach YE.B., Tkachev YA.A., Krokhin M.E.</b> Selection of the characteristics of the suspension system of the high-speed tracked robot
71	<b>Киреева В.А., Труханов К.А.</b> Оптимизация переходных процессов следящего пневматического привода с учетом модели трения с эффектом Штрибека	<b>Kireyeva V.A., Trukhanov K.A.</b> Optimization of transient processes of the pneumatic servo drive taking into account the friction model with the Stribeck effect
81	<b>Ципилев А.А., Наказной О.А.</b> Исследование систем поддрессоривания опытных танков СССР второй половины 20 века	<b>Tsipilev A.A., Nakaznoy O.A.</b> Study of suspension systems for experimental tanks of the USSR in the second half of the 20th century
93	<b>Жилейкин М.М., Чугунов Д.С.</b> Алгоритм работы антиблокировочной системы для двухосных автомобилей с одной ведущей осью с адаптивным перераспределением тормозных усилий	<b>Zhileykin M.M., Chugunov D.S.</b> Algorithm of anti-lock braking system for two-axle vehicles with one driving axle with adaptive redistribution of braking forces
101	<b>Шабанов А.В., Кондратьев Д.В., Ванин В.К., Дунин А.Ю.</b> К вопросу повышения эффективности систем нейтрализации оксидов азота в дизельных ДВС	<b>Shabanov A.V., Kondratiev D.V., Vanin V.K., Dunin A.Yu.</b> The issue of improving the efficiency of nitrogen oxide neutralization systems in diesel internal combustion engines

# СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РОССИЙСКИХ И ЗАРУБЕЖНЫХ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ К ВИБРОЗАЩИТЕ ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА

Член-корр. РАН, д.т.н. **Годжаев З.А.**<sup>1</sup>, **Годжаев Т.З.**<sup>1</sup>, д.т.н. **Ляшенко М.В.**<sup>2</sup>,  
д.т.н. **Шеховцов В.В.**<sup>2</sup>, к.т.н. **Искалиев А.И.**<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ), Москва, Россия  
fic51@mail.ru

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ), Волгоград, Россия  
shehovtsov@vstu.ru

*В статье рассмотрены основные требования российских и зарубежных нормативных документов по виброзащите рабочего места оператора колесных и гусеничных машин и выполнен их сравнительный анализ. Нормирование параметров общей вибрации на рабочих местах операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин в нашей стране происходит согласно требованиям СН 2.2.4/2.1.8.566–96, ГОСТ 12.1.012–2004 и ГОСТ 12.2.019–2015. В качестве критериев оценки выделяются среднеквадратические значения виброускорений за определенный период воздействия в каждой октавной (третьоктавной) полосе частот. Они сравниваются на предмет соответствия с регламентируемыми значениями из определенного стандарта. На международном уровне объектом соответствия принят стандарт ISO 2631-1: 1997, который устанавливает требования вертикальной и горизонтальной вибрации с определенным временем воздействия на человека от 1 мин до 24 часов в диапазоне частот от 1 Гц до 80. В статье показано, что наиболее жесткие требования по уровню локальной вибрации установлены в Российской Федерации. Ими предусматривается четкая регламентация по виду выполняемых работ, длительности, величине, направлению действующих нагрузок и т.д. Относительно мягких требований придерживаются в большинстве стран Европы, кроме Польши, где ПДУ регулируется с учетом возраста, пола и состояния человека. Кроме того, в нормативных документах большинства иностранных государств присутствуют два, а иногда и три показателя: пороговые (верхнее и нижнее) значения и ПДУ. При достижении порогового значения обычно начинаются первичные меры по противодействию вредным факторам.*

**Ключевые слова:** колесные и гусеничные машины, рабочее место оператора, вибрационные воздействия, требования нормативных документов.

**Для цитирования:** Годжаев З.А., Годжаев Т.З., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Искалиев А.И. Сравнительный анализ российских и зарубежных нормативных требований к виброзащите оператора трактора // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 2–8. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-2-8.

## 1. Картина вибрационных воздействий на оператора

Во время эксплуатации колесных и гусеничных машин (КГМ) оператор постоянно подвергается комплексному воздействию вибрационных нагрузок с широким спектром амплитуд и частот этих воздействий. Их совокупность формирует сложную картину вибрационной нагруженности оператора. К примеру, низкочастотные колебания и вибрации передаются во время прикосновений через поверхности контакта частей тела оператора с различными устройствами в кабине, с рычагами и педалями управления, с полом кабины, а также с подрес-

соренным сиденьем в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

При движении КГМ частота взаимодействия опорной поверхности и ходовой системы, возмущения от которого передаются на остов и далее через системы поддрессирования кабины и сиденья на человека-оператора, определяется скоростью движения и расстоянием между соседними неровностями. Чем выше скорость движения КГМ и меньше шаг неровностей, тем выше частота передаваемых колебаний. Показано, что наиболее вероятностным частотным диапазоном передаваемых от неровностей возмущений является

диапазон от 1 Гц до 4 Гц [1]. Большое значение имеют также форма и высота неровностей, так как воздействия от неровностей с относительно малой высотой попросту поглощаются двигателем трактора и не ощущаются человеком.

Известно, что вертикальные колебания, передающиеся во время движения через раму полу кабины КГМ и закрепленному на нем сиденью, являются наиболее интенсивными по сравнению с горизонтальными и угловыми колебаниями, воздействующими на сиденье [2, 3, 16]. Также установлено, что человеческий организм воспринимает колебания различной частоты по-разному. Так, низко- и среднечастотные колебания (до 16...18 Гц) воспринимаются отдельными циклами. С повышением частоты как отдельные циклы они уже не воспринимаются. Кроме того, установлено, что интенсивность восприятия пропорциональна ускорениям при колебаниях с частотой до 5 Гц, скорости – от 5 Гц до 40 Гц, амплитуде перемещений – более 40 Гц [3].

С учетом того обстоятельства, что тело человека можно рассматривать как сложную динамическую колебательную систему, каждый состав-

ной элемент которой обладает своей частотой собственных колебаний (табл. 1), анализ картины вибронгруженности оператора представляется еще более затруднительным [4, 5, 6, 8].

При длительных воздействиях вибронгрузок в соответствии с [4] возможны следующие вредные последствия для здоровья человека (табл. 2).

## 2. Нормирование вибронгруженности рабочего места оператора

Нормирование параметров общей вибрации на рабочих местах операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин в нашей стране происходит согласно СН 2.2.4/2.1.8.566-96, ГОСТ 12.1.012–2004 и ГОСТ 12.2.019–2015 [7, 9, 10]. В них активно используется для оценки метод спектрального анализа. В качестве критериев оценки выделяются среднеквадратические значения виброускорений за определенный период воздействия в каждой октавной (третьоктавной) полосе частот. Они сравниваются на предмет соответствия с регламентируемыми значениями из стандарта. На международном уровне в качестве объекта соответствия принят стан-

Таблица 1

### Частоты собственных колебаний частей тела человека

Table 1. Frequencies of natural vibrations of parts of the human body

Части тела человека	Диапазон частот собственных колебаний, Гц
Голова	12...27
Горло	6...27
Грудная клетка	2...12
Ноги и руки	2...8
Поясничная часть позвоночника	4...14
Живот	4...12

Таблица 2

### Последствия для здоровья человека в зависимости от частоты воздействия колебаний

Table 2. Human health effects depending on the frequency of vibration exposure

Частота воздействия, Гц	Последствия
3...5	Вредно отражаются на вестибулярном аппарате, сердечно-сосудистой системе и вызывают синдром укачивания.
1,5...11	Вызывают расстройства вследствие резонансных колебаний головы, желудка, кишечника и в конечном счете всего тела.
11...45	Ухудшают зрение, способствуют возникновению тошноты, рвоты, нарушению нормальной деятельности других органов.
≥ 45	Вызывают повреждение сосудов головного мозга, расстройство высшей нервной деятельности и циркуляции крови с последующим развитием вибрационной болезни.

дарт ISO 2631-1: 1997 (рис. 1), который устанавливает требования вертикальной и горизонтальной вибрации с определенным временем воздействия на человека, от 1 мин до 24 часов, в диапазоне частот от 1 Гц до 80 Гц [11].

Чем больше период воздействия вибрации, тем выше требования к виброзащите оператора. Для вертикальных виброускорений (рис. 1, а) наиболее жесткие нормы охватывают диапазон от 4 Гц до 8 Гц, тогда как для горизонтальных (рис. 1, б) – от 1 Гц до 2 Гц. Причем для последних упомянутые нормы выше по величине. Это связано в первую очередь с необходимостью обеспечения повышенной защиты органов и всего тела человека от горизонтальных резонансных колебаний в процессе работы.

Иногда дополнительно уже в качестве интегральных критериев виброактивности определяются скорректированные и эквивалентные значения виброускорений [7, 10]. Скорректированное по частоте виброускорение (1), позволяет учитывать неоднозначность восприятия человеком широкополосного вибрационного спектра воздействий:

$$a_{\text{кор}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (a_i \cdot k_i)^2}, \quad (1)$$

где  $a_i$  – среднеквадратическое значение виброускорения в  $i$ -ой полосе частот,  $\text{m/s}^2$ ;  $n$  – число частотных полос;  $k_i$  – весовой коэффициент для  $i$ -ой полосы частот (табл. 3).

Таблица 3

Весовой коэффициент общей вертикальной вибрации в третьоктавных полосах частот

Table 3. Weighting factor of total vertical vibration in one-third octave frequency bands

Среднегеометрическая частота, Гц	Весовой коэффициент, $k$
1	0,482
1,25	0,484
1,6	0,494
2	0,531
2,5	0,631
3,15	0,804
4	0,967
5	1,039
6,3	1,054
8	1,036
10	0,988
12,5	0,902
16	0,768
20	0,636
25	0,513
31,5	0,405
40	0,314
50	0,246
63	0,186
80	0,132

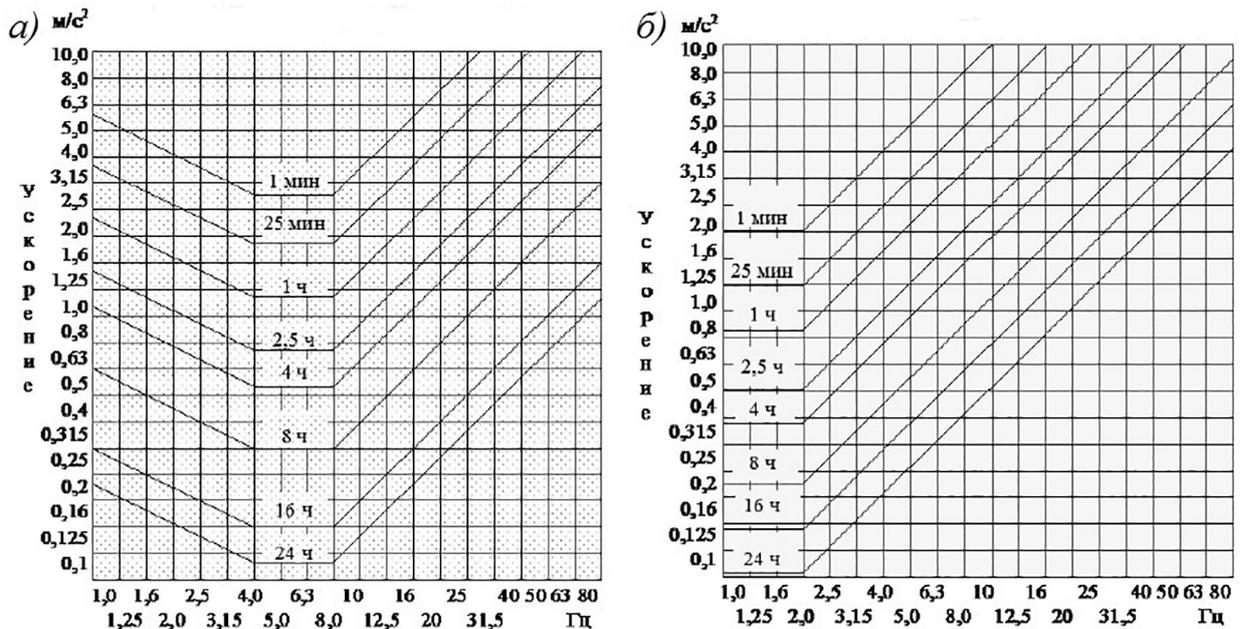


Рис. 1. Пределы воздействия вертикальной (а) и горизонтальной (б) вибрации по ISO 2631-1: 1997

Fig. 1. Exposure limits for vertical (a) and horizontal (b) vibration according to ISO 2631-1: 1997

Возможно определять как скорректированные виброускорения, действующие в отдельных направлениях (табл. 3), так и обобщенное значение, учитывающее все компоненты трех основных направлений действия (вертикального, горизонтально-продольного, горизонтально-поперечного) и представленное в виде геометрической суммы [10].

Эквивалентные виброускорения рассчитываются как скорректированные значения, но с учетом 8-ми часового периода воздействий [7, 10, 13].

Для оценки общей вибрации интегральные значения эквивалентных ускорений на подушке сиденья в вертикальном направлении согласно ГОСТ 12.1.012–2004 для самоходных машин должны находиться в пределах 0,25...0,56 м/с<sup>2</sup> [7].

Согласно ISO 2631-1 [11], для 8-часового постоянного воздействия общей вибрации риск нанесения ущерба здоровью оператора определяется по диапазону интегральных значений вертикальных виброускорений на подушке сиденья:

- < 0,45 м/с<sup>2</sup> – низкий уровень риска;
- 0,45...0,9 м/с<sup>2</sup> – средний уровень риска;
- > 0,9 м/с<sup>2</sup> – высокий уровень риска.

При выборе метода и условий проведения измерений вибраций на подушке сиденья оператора сельскохозяйственного колесного трактора учитывается ГОСТ 31323–2006 [12]. Применительно к гусеничным тракторам подобных действующих национальных стандартов пока нет.

В сведениях ФГБУ «ВНИИ охраны и экономики труда» Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации представлены нормативные показатели уровней вибраций и шума на рабочих местах в различных странах мира [14].

Предельно допустимый уровень (ПДУ) локальной вибрации, передающейся оператору КГМ через контакт частей его тела с рычагами, педалями и приборами управления, в разных странах мира сильно отличается (рис. 2).

Распределение ПДУ общей вибрации на рабочем месте по разным странам мира также имеет неодинаковый характер (рис. 3).

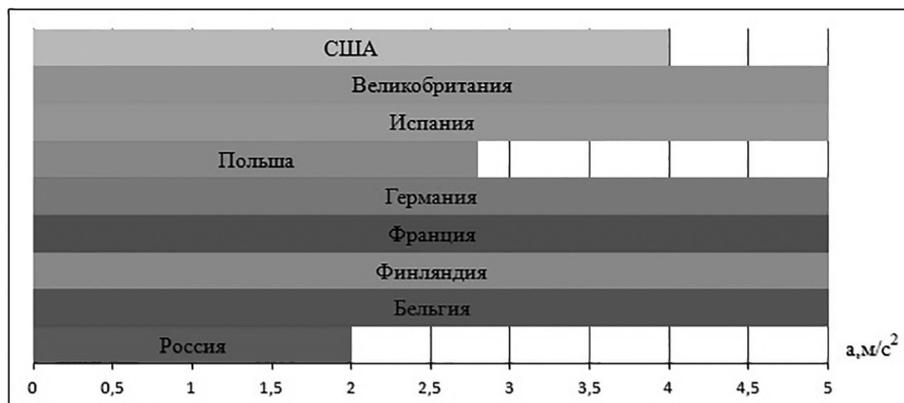


Рис. 2. ПДУ локальной вибрации в разных странах мира

Fig. 2. MPL for local vibration in different countries of the world

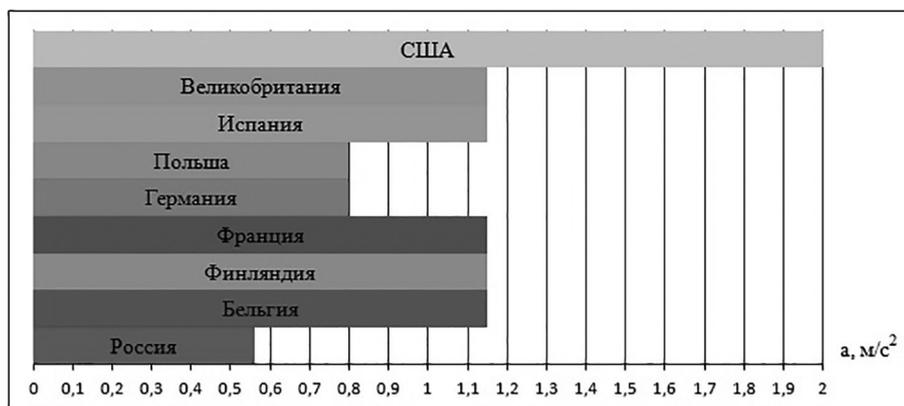


Рис. 3. ПДУ общей вибрации в различных странах мира

Fig. 3. MPL for general vibration in different countries of the world

### 3. Сравнительный анализ российских и зарубежных нормативных требований

Анализ показывает, что наиболее жесткие требования по уровню локальной вибрации установлены в Российской Федерации. Ими предусматривается четкая регламентация по виду выполняемых работ, длительности, величине, направлению действующих нагрузок и т.д. Относительно мягких требований придерживаются в большинстве стран Европы, кроме Польши, где ПДУ регулируется с учетом возраста, пола и состояния человека [14].

По уровню общей вибрации самые высокие требования предъявляются также в Российской Федерации. В странах Европы показатели ПДУ несколько выше, но их превышение иногда допускается только в ограниченном временном интервале воздействия. В США, в том числе и для определения ПДУ общей вибрации, введена специальная шкала ощущения дискомфорта, ориентируясь на которую, принимают соответствующие меры по борьбе с негативным воздействием механических колебаний и вибраций [14].

Подходы к установлению ПДУ вибраций и шума в России и в других государствах также сильно отличаются. В зарубежных странах наряду с медико-биологическими критериями установления стандартов используются социально-экономические и технологические обоснования. Кроме того, в нормативных документах большинства иностранных государств присутствуют два, а иногда и три показателя: пороговые (верхнее и нижнее) значения и ПДУ. При достижении порогового значения обычно начинаются первичные меры по противодействию вредным факторам [14, 15].

#### Литература

1. Поливаев О.И., Юшин А.Ю. Снижение воздействия транспортной вибрации на операторов мобильных энергетических средств / Минсельхоз России, ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки. Воронеж: Изд-во ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки, 2008. 177 с.
2. Шеховцов В.В. [и др.] Поддрессирование кабин тягово-транспортных средств / учеб. пособие Минобрнауки России, ВолгГТУ. Волгоград: Изд-во ВолгГТУ, 2016. 160 с.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
4. Степанов И.С. [и др.] Автомобили и тракторы / Основы эргономики и дизайна: учебник. Под ред. В.М. Шарипова. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 230 с.
5. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Кабина трактора: учеб. пособие / М.: МГТУ «МАМИ», 2001. 24 с.
6. Искалиев А.И. Анализ пневматических подвесок автотракторных сидений // Техничко-технологическое развитие отраслей и предприятий: сб. науч. тр. по матер. I междунар. науч.-практ. конф. (31 января 2017 г.) / гл. ред. Н.А. Краснова. Научная общественная организация «Профессиональная наука». Нижний Новгород, 2017. С. 4–9 и др.
7. ГОСТ 12.1.012–2004. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. Взамен ГОСТ 12.1.012–90; введ. 01.07.08. М.: Стандартинформ, 2010. 16 с.
8. Ляшенко М.В., Шеховцов К.В., Годжаев З.А. Стендовое оборудование для испытания виброизоляторов кабины трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 7. С. 43–48.
9. ГОСТ 12.2.019–2015. Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. Взамен ГОСТ 12.2.019–2005; введ. 01.07.17. М.: Стандартинформ, 2016. 18 с.
10. СН 2.2.4/2.1.8.566–96. Производственная вибрация. Вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Взамен СН 3041–84, СН 3044–84 и СН 1304–75; введ. 31.10.96. М.: Информационно-издательский центр Министерства здравоохранения РФ, 1997. 14 с.
11. ISO 2631–1: 1997. Механическая вибрация и удар. Оценка воздействия вибрации на тело человека. Часть 1: Общие требования. М.: Стандартинформ, 2010. 31 с.
12. ГОСТ 31323–2006. Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Тракторы сельскохозяйственные колесные и машины для полевых работ. Взамен ГОСТ ИСО 5008–2004; введ. 01.07.08. М.: Стандартинформ, 2008. 20 с.
13. Годжаев З.А., Годжаев Т.З. Оценка эффективности виброзащиты гидравлической системы поддрессирования мобильных машин с активным нейросетевым регулированием // Автомобильная промышленность. 2018. № 8. С. 21–25.

14. Отечественный и зарубежный опыт гигиенического нормирования факторов производственной среды: отчет о НИР / Федеральное государственное бюджетное учреждение «Всероссийский научно-исследовательский институт охраны и экономики труда» Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации (ФГБУ «ВНИИ охраны и экономики труда» Минтруда России). М., 2013. 48 с.
  15. Годжаев З.А. Сравнительная оценка эффективности виброзащиты активной системы подвесивания с пид-регулированием // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 3. С. 62–67.
  16. Годжаев З.А. Усовершенствование рабочего места оператора // Сельский механизатор. 2019. № 6. С. 38–39.
- ### References
1. Polivayev O.I., Yushin A.YU. Snizheniye vozdeystviya transportnoy vibratsii na operatorov mobil'nykh energeticheskikh sredstv [Reducing the impact of traffic vibration on mobile energy operators]. Minsel'khoz Rossii, FGOU VPO VGPU im. K.D. Glinki. Voronezh: Izd-vo FGOU VPO VGPU im. K.D. Glinki Publ., 2008. 177 p.
  2. Shekhovtsov V.V. [i dr.] Podressorivaniye kabin tyagovo-transportnykh sredstv [Cushioning of cabins of traction vehicles]. Ucheb. posobiye. Minobrnauki Rossii, VolGGTU. Volgograd: Izd-vo VolGGTU Publ., 2016. 160 p.
  3. Rotenberg R. V. Podveska avtomobilya. Kolebaniya i plavnost' khoda [Vehicle suspension. Oscillation and smoothness of the ride]. 3-e izd., pererab. i dop. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 392 p.
  4. Stepanov I.S. [i dr.] Avtomobili i traktory. Osnovy ergonomiki i dizayna [Automobiles and tractors / Fundamentals of ergonomics and design]: ucheb. Pod red. V.M. Sharipova. Moscow: MG TU «MAMI» Publ., 2002. 230 p.
  5. Mikhaylov V.A. Sharipova N.N. Kabina traktora [Tractor cabin]: ucheb. posobiye. Moscow: MG TU «MAMI» Publ., 2001. 24 p.
  6. Iskaliyev A.I. Analysis of pneumatic suspensions of automobile and tractor seats. Tekhniko-tekhnologicheskoye razvitiye otrasley i predpriyatiy: sb. nauch. tr. po mater. I mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (31 yanvarya 2017 g.) [Technical and technological development of industries and enterprises: collection of scientific papers of I International scientific-practical conference (January 31, 2017)] / gl. red. N.A. Krasnova. Nauchnaya obshchestvennaya organizatsiya «Professional'naya nauka». Nizhniy Novgorod, 2017, pp. 4–9 (in Russ.).
  7. GOST 12.1.012–2004. Sistema standartov bezopasnosti truda. Vibratsionnaya bezopasnost'. Obshchiye trebovaniya [Occupational safety standards system. Vibration safety. General requirements]. Vzamen GOST 12.1.012–90; vved. 01.07.08. Moscow: Standartinform Publ., 2010. 16 p.
  8. Lyashenko M.V., Shekhovtsov K.V., Godzhayev Z.A. Bench equipment for testing vibration isolators of a tractor cabin. Traktory i sel'khoz mashiny. 2012. No 7, pp. 43–48 (in Russ.).
  9. GOST 12.2.019–2015. Sistema standartov bezopasnosti truda. Traktory i mashiny samokhodnyye sel'skokhozyaystvennyye. Obshchiye trebovaniya bezopasnosti [Occupational safety standards system. Tractors and self-propelled agricultural machinery. General safety requirements]. Vzamen GOST 12.2.019–2005; vved. 01.07.17. Moscow: Standartinform Publ., 2016. 18 p.
  10. SN 2.2.4 / 2.1.8.566–96. Proizvodstvennaya vibratsiya. Vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy [Industrial vibration. Vibration in residential and public buildings]. Vzamen SN 3041–84, SN 3044–84 i SN 1304–75; vved. 31.10.96. Moscow: Informatsionno-izdatel'skiy tsentr Ministerstva zdravookhraneniya RF Publ., 1997. 14 p.
  11. ISO 2631–1: 1997. Mekhanicheskaya vibratsiya i udar. Otsenka vozdeystviya vibratsii na telo cheloveka. Chast' 1: Obshchiye trebovaniya [Mechanical vibration and shock action. Assessment of the impact of vibration on the human body. Part 1: General Requirements]. Moscow: Standartinform Publ., 2010. 31 p.
  12. GOST 31323–2006. Vibratsiya. Opredeleniye parametrov vibratsionnoy kharakteristiki samokhodnykh mashin. Traktory sel'skokhozyaystvennyye kolesnyye i mashiny dlya polevykh rabot [Vibration. Determination of the parameters of the vibration characteristics of self-propelled machines. Agricultural wheeled tractors and field machinery]. Vzamen GOST ISO 5008–2004; vved. 01.07.08. Moscow: Standartinform Publ., 2008. 20 p.
  13. Godzhayev Z.A., Godzhayev T.Z. Evaluation of the effectiveness of vibration protection of the hydraulic suspension system of mobile machinery with active neural network regulation. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2018. No 8, pp. 21–25 (in Russ.).
  14. Otechestvennyy i zarubezhnyy opyt gigiyenicheskogo normirovaniya faktorov proizvodstvennoy sredy [Domestic and foreign experience of hygienic regu-

lation of factors of the working environment]: otchet o NIR. Federal'noye gosudarstvennoye byudzhethoye uchrezhdeniye «Vserossiyskiy nauchno-issledovatel'skiy institut okhrany i ekonomiki trudA» Ministerstva truda i sotsial'noy zashchity Rossiyskoy Federatsii (FGBU «VNII okhrany i ekonomiki trudA» Mintruda Rossii). M., 2013. 48 p.

15. Godzhayev Z.A. Comparative evaluation of the effectiveness of vibration protection of an active suspension system with pid-regulation. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2018. No 3, pp. 62–67 (in Russ.).
16. Godzhayev Z.A. Improvement of the operator's workplace. *Sel'skiy mekhanizator*. 2019. No 6, pp. 38–39 (in Russ.).

## COMPARATIVE ANALYSIS OF RUSSIAN AND FOREIGN REGULATORY REQUIREMENTS FOR VIBRATION PROTECTION OF A TRACTOR OPERATOR

DSc in Engineering, Corresponding member of the Russian Academy of Sciences **Z.A. Godzhayev**<sup>1</sup>, **T.Z. Godzhayev**<sup>1</sup>, DSc in Engineering **M.V. Lyashenko**<sup>2</sup>, DSc in Engineering **V.V. Shekhovtsov**<sup>2</sup>, PhD in Engineering **A.I. Iskaliyev**<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Federal Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia  
fic51@mail.ru

<sup>2</sup>Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia  
shehovtsov@vstu.ru

*The paper discusses the main requirements of Russian and foreign regulatory documents on vibration protection of the operator's workplace of wheeled and tracked vehicles. Their comparative analysis was performed. The normalization of the parameters of general vibration at the workplaces of operators of tractors and self-propelled agricultural vehicles in our country occurs in accordance with the requirements of SN 2.2.4/2.1.8.566-96, GOST 12.1.012-2004 and GOST 12.2.019-2015. The root-mean-square values of vibration accelerations for a certain period of exposure in each octave (one-third octave) frequency band are allocated as the evaluation criteria. They are compared for compliance with the regulated values from a specific standard. At the international level, the object of compliance is the ISO 2631-1: 1997 standard, which establishes the requirements for vertical and horizontal vibration with a certain exposure time on a person from 1 minute to 24 hours in the frequency range from 1 to 80 Hz. The article shows that the most stringent requirements for the level of local vibration are established in the Russian Federation. They provide clear regulation of the type of work performed, duration, magnitude, direction of existing loads, etc. Relatively soft requirements are in most European countries, except Poland, where the MPL is regulated taking into account the age, gender and condition of a person. In addition, in the regulatory documents of most foreign countries there are two and sometimes three indicators: threshold (upper and lower) values and MPL. When the threshold is reached, primary measures are usually initiated to counter harmful factors.*

**Keywords:** wheeled and tracked vehicles, operator's workplace, vibration effects, regulatory requirements.

**Cite as:** Godzhayev Z.A., Godzhayev T.Z., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Iskaliyev A.I. Comparative analysis of Russian and foreign regulatory requirements for vibration protection of a tractor operator. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 2–8 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-2-8.

# ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ ЛИНЕЙНОГО ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО НАСОСА ФОРМЫ СЕЧЕНИЯ И ДЛИНЫ СЖИМАЕМЫХ УЧАСТКОВ

Гришин А.И.

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
«Московский политехнический университет», Москва, Россия  
foxmcloud@rambler.ru

*В обзорной части работы кратко представлены наиболее распространенные существующие конструкции насосов перистальтического принципа действия, а также основные области их применения. Основная часть исследования посвящена изучению влияния на работу перистальтического насоса с линейно расположенной трубкой формы поперечного сечения трубки в области сжимаемых участков, а также соотношения размеров выжимных элементов, периодически сжимающих трубку насоса в поперечном направлении. Исследования проводились посредством численных экспериментов в программе STAR-CCM+, которая основана на методе контрольного объема. В результате проведенных вычислений было установлено, что применение выступов на внутренней поверхности трубки дает положительный эффект, если выступы имеют особую криволинейную форму с плавным переходом около внутренней поверхности трубки, причем увеличение создаваемого давления и подачи больше в том случае, когда выступы присутствуют только в области сжатия трубки первым выжимным элементом. При этом угол наклона характеристики насоса меняется так, что положительный эффект не наблюдается в области малых значений создаваемого давления. Изучение влияния различных соотношений длин сжимаемых участков трубки на создаваемые насосом подачу и давление показало, что для исследуемого в работе неполного сжатия трубки насоса наиболее благоприятным является использование выжимных элементов одинаковой длины. Как для трубки без выступов, так и для трубки с выступами применение второго выжимного элемента большей или меньшей длины, чем длина остальных выжимных элементов при одной и той же суммарной длине всех трех сжимаемых участков, приводит к увеличению утечек при неполном сжатии трубки и таким образом снижает подачу насоса.*

**Ключевые слова:** перистальтический насос, взаимодействие жидкости и твердого тела, вычислительная гидродинамика.

**Для цитирования:** Гришин А.И. Влияние на характеристику линейного перистальтического насоса формы сечения и длины сжимаемых участков // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 9–17. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-9-17.

## Введение

Перистальтический насос представляет собой гидравлическую машину объемного принципа действия, в которой рабочая камера образуется вследствие сжатия упругого рабочего органа одним или несколькими выжимными элементами [1]. Перекачка жидкости в перистальтическом насосе осуществляется за счет движения выжимных элементов: жидкость вытесняется в напорный трубопровод во время сжатия упругого рабочего органа, а также поступает в насос из всасывающего трубопровода во время принятия упругим рабочим органом своей первоначальной формы. Чаще всего встречаются конструкции перистальтических насосов, в которых используется расположен-

ная U-образно трубка (или шланг), а в качестве выжимных элементов используются ролики [2]. Перистальтические насосы такой конструкции способны создавать давления до 12 бар и обеспечивать подачу до 22 л/с. Реже в такой конструкции вместо роликов применяют башмаки. Это позволяет повысить создаваемое давление до 16 бар, но, в отличие от роликов, эксплуатация насоса с башмаками сопровождается значительным выделением тепла, что приводит к необходимости дополнительных затрат на смазочную охлаждающую жидкость [3]. Крупногабаритные насосы такой конструкции, диаметр упругой трубки (или шланга, выполненного из нескольких слоев) которых составляет 10...125 мм, применяют в химической про-

мышленности для транспортировки щелочей и других агрессивных сред, в пищевой отрасли для транспортировки соков, отходов производства продуктов, кремов, теста. Благодаря герметичности и возможности перекачивать эмульсии, перистальтические насосы применяются в горнодобывающей промышленности и для отвода сточных вод.

Отдельного упоминания заслуживают компактные перистальтические насосы, у которых диаметр упругой рабочей трубки составляет не более 10 мм, создаваемое давление не более 2 бар, а подача – до 2 мл/мин [4]. Перистальтические насосы таких компактных размеров нашли применение в технике для струйной печати по тканям, в бытовых принтерах. Их также применяют в лабораторном оборудовании и в медицине, например, для транспортировки биологических жидкостей и в системах очистки крови. Точность дозирования в таких насосах может составлять до 0,5 % [5, 6]. В отличие от крупногабаритных насосов конструкции компактных перистальтических машин отличаются большим разнообразием. В некоторых экспериментальных конструкциях вместо трубки используется мембрана [7], а в качестве выжимных элементов вместо роликов могут быть использованы толкатели, пьезоэлементы, электромагниты и др. Тем не менее, чаще всего в конструкциях компактных перистальтических насосов трубка также расположена *U*-образно, а в качестве выжимных элементов используются ролики. Конструкция насоса с линейно расположенной трубкой и с выжимными элементами, которые сжимают ее в поперечном направлении, имеет не только меньший коэффициент полезного действия, но и свои преимущества: такой насос более компактен, а из-за отсутствия продольного трения трубка насоса меньше изнашивается. Кроме того, как показывают имеющиеся исследования, в перистальтическом насосе линейного типа перекачиваемая среда меньше подвергается повреждениям. В работе [8], в которой при помощи разработанной авторами специальной модели напряжений сдвига проведено исследование разрушения протеинов в зависимости от используемой для дозирования гидравлической машины, приходят к выводу, что по получающемуся уровню сдвига перистальтический насос с линейно расположенным рабочим органом имеет преимущество по сравнению с поршневым насосом и с пери-

стальтическим насосом, трубка которого расположена *U*-образно.

Среди существующих конструктивных решений имеются разработки, связанные непосредственно с рабочим органом насоса. Так, для уменьшения величины возникающих в трубке напряжений были разработаны трубка особой формы с двумя клиновидными утолщениями по бокам [9], а также трубка с продольными складками [10]. Применение подобного рода или похожих утолщений (или выступов), вероятно, может повлиять не только на возникающие напряжения, но и на создаваемые подачу и давление.

Другим фактором, влияющим на работу насоса, очевидно, будет пропорциональность длин сжимаемых участков – сжимаемые участки могут быть равными по длине либо иметь разную величину при одной и той же длине сжимаемой трубки. Например, в работе [11] имеется всего один выжимной элемент, но особой формы, за счет чего у трубки имеется три сжимаемых участка, причем два из них имеют минимальную длину и функции клапанов, исключающих обратный ток жидкости во время работы насоса.

Целью данной работы является продолжение исследований, проведенных в работе [12], где было изучено влияние на характеристику перистальтического насоса с линейно расположенной трубкой различных алгоритмов срабатывания выжимных элементов, наличия неровностей внутренней поверхности трубки до и после сжимаемых участков, а также используемого материала рабочего органа.

### **Методика исследования**

Течение жидкости в перистальтическом насосе представляет собой задачу взаимодействия жидкости с твердым деформируемым телом, поэтому для проведения численных экспериментов необходимо моделирование как собственно течения жидкости, так и деформации упругой рабочей трубки. Для численного решения данной задачи было использовано программное обеспечение *STAR-CCM+*, основанное на методе контрольного объема.

Так как задача симметрична относительно вертикальной и горизонтальной плоскостей, то для численных экспериментов необходимо моделирование только четверти трубки. Сгенерированная сеточная модель показана на рис. 1. Внутренний диаметр трубки состав-



Рис. 1. Трехмерная модель перистальтического насоса

Fig. 1. 3D model of a peristaltic pump

ляет 3 мм, внешний диаметр – 4,8 мм. После выходного сечения строился дополнительный участок переменной длины, имитирующий нагрузку, на которую работает насос. Выходное сечение было сделано меньшего диаметра (2 мм), чтобы увеличить сопротивление этого дополнительного участка. Плотность жидкости была задана равной  $855 \text{ кг/м}^3$ , а динамическая вязкость –  $88 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Чтобы выполнить серию численных экспериментов для различных длин сжимаемых участков была введена величина  $\Delta a$  так, что длина первого и последнего сжимаемых участков задавалась как  $14 \text{ мм} - \Delta a$ , а второго сжимаемого участка  $14 \text{ мм} + 2 \cdot \Delta a$ . Таким образом, при  $\Delta a = 0$  длины сжимаемых участков равны, с увеличением  $\Delta a$  длины первого и третьего участков уменьшаются, а длина второго – увеличивается.

Сжатие трубки моделировалось заданием областей, на которые действует распределенная по поверхности сила. Изменение силы по времени для каждого сжимаемого участка показано на рис. 2. Используемое программное обеспечение позволяет моделировать только неполное сжатие трубки, так как при полном сжатии неизбежно возникают деформации расчетной сетки, при которых часть ячеек имеет нулевой или отрицательный объем и дальнейшие вычисления становятся невозможными. Поэтому максимальное значение сжимающей силы задается так, что площадь поперечного сечения сжатого участка трубки составляет 35 % от изначальной площади поперечного сечения. При этом максимальные величины прилагаемых к сжимаемым участкам сил корректируются пропорционально изменению длин участков при  $\Delta a \neq 0$ .

На самом деле, на практике при работе перистальтического насоса есть смысл использовать именно неполное сжатие трубки. Дело в том, что для полного сжатия необходимо приложить намного большее значение сжи-

мающей силы. Моделирование только упругих деформаций трубки без учета взаимодействия жидкости с твердым телом показывает, что для полного сжатия трубки приложенная сила должна быть более чем в 3 раза больше, чем для сжатия трубки на 65 % от изначальной площади поперечного сечения. График изменения площади сечения от величины приложенной силы показан на рис. 3, где  $A$  – площадь се-

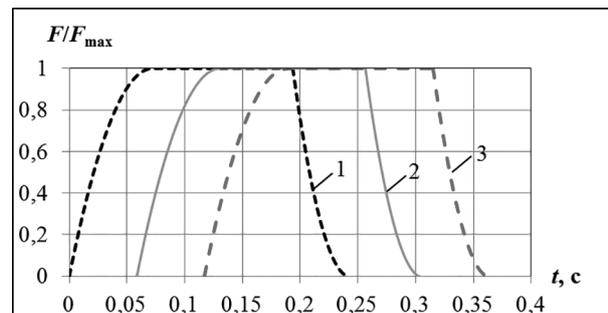


Рис. 2. Сила, прилагаемая к соответственной области сжатия:

1 – первый сжимаемый участок; 2 – второй сжимаемый участок; 3 – третий сжимаемый участок

Fig. 2. Force applied to the respective compression area: 1 – first compressible area; 2 – second compressible area; 3 – third compressible area

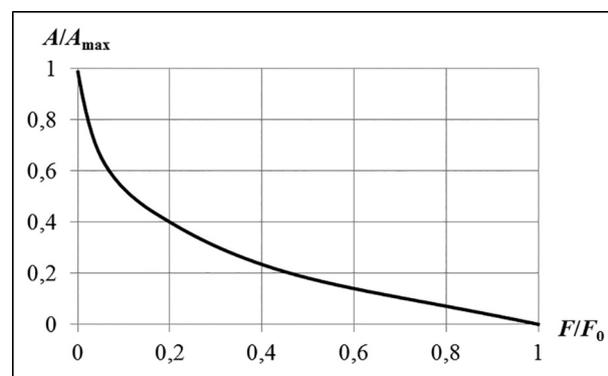


Рис. 3. Зависимость площади поперечного сечения трубки от приложенной силы

Fig. 3. Dependence of the cross-sectional area of the tube on the applied force

чения трубки при величине сжимающей силы  $F$ ,  $A_{\max}$  – площадь сечения несжатой трубки,  $F_0$  – сила, необходимая для полного сжатия.

Применение выступов на внутренней поверхности трубки может повысить степень сжатия трубки при той же величине сжимающей силы (если пренебречь влиянием давления жидкости на степень сжатия), но, очевидно, увеличит гидравлическое сопротивление трубки.

В свою очередь, от величины сопротивления участков трубки будет зависеть доля объема жидкости, вытесняемого выжимными элементами по направлению к трубопроводу нагнетания. Влияние на создаваемые подачу и давление наличия выступов на внутренней поверхности упругого рабочего органа насоса изучалось с использованием форм поперечных сечений трубки, показанных на рис. 4. При проведении численных экспериментов были рассмотрены следующие варианты расположения выступов: 1) выступы есть на протяжении всей сжимаемой области трубки; 2) выступы есть только в области первого сжимаемого участка.

### Результаты исследований и их обсуждение

Форма сжатой трубки и величины средних напряжений показаны на рис. 5. Наибольшее значение напряжений наблюдается для трубки с плоскими выступами, в то время как в случае криволинейных выступов величина напряжений сопоставима с результатами, полученными для трубки без выступов. Повышенное значение

напряжений в случае плоских выступов объясняется резким переходом между поверхностью выступа и поверхностью трубки. Кроме того, можно заметить, что из-за этого трубка с плоскими выступами сжимается несколько меньше.

Сравнение полученных численными расчетами графиков изменения скорости течения жидкости в выходном сечении насоса  $v_{\text{вых}}$  от времени для трубки с плоскими выступами показано на рис. 6, а для трубки с криволинейными выступами – на рис. 7.

Как видно из полученных результатов, применение плоских выступов вдоль всей трубки приводит к уменьшению вытесняемого вторым и третьим выжимными элементами объема жидкости по направлению к выходному сечению насоса. Применение плоских выступов вдоль только первого сжимаемого участка обеспечивает вытеснение практически такого же объема, как у трубки без таких участков,

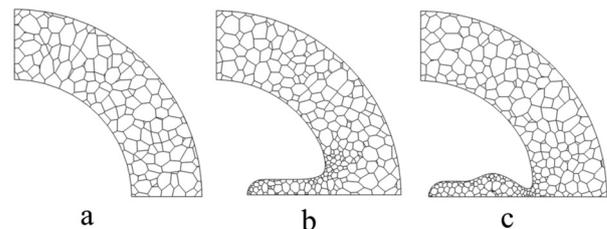


Рис. 4. Исследуемые поперечные сечения трубки: *a* – трубка без выступов; *b* – трубка с плоским выступом, *c* – трубка с криволинейным выступом

Fig. 4. Test tube cross-sections: *a* – tube without protrusions; *b* – flat-ribbed tube; *c* – curved-ribbed tube

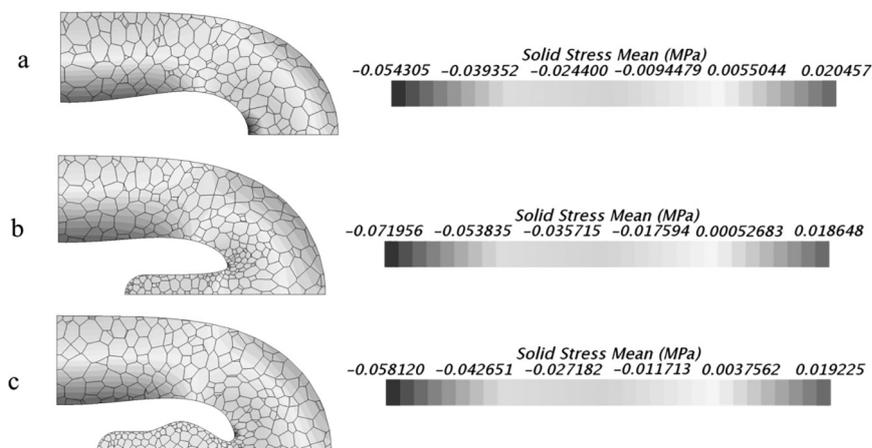
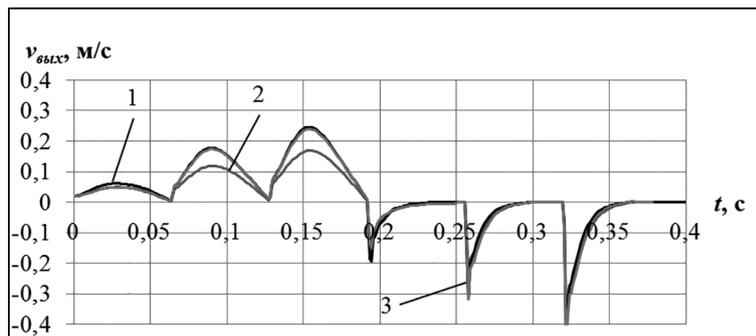


Рис. 5. Средние напряжения в области сжатой трубки:

*a* – трубка без выступов; *b* – трубка с плоским выступом; *c* – трубка с криволинейным выступом

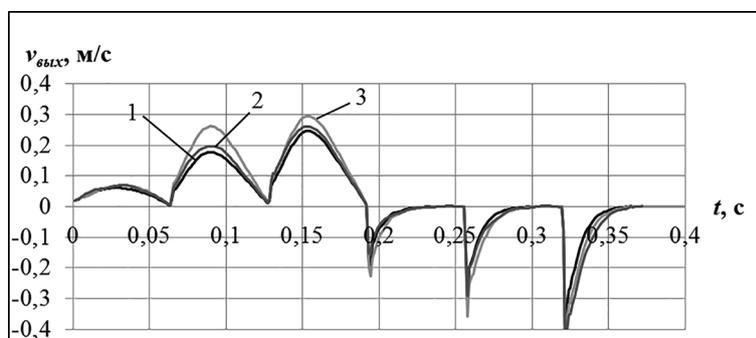
Fig. 5. Average stresses in the area of the compressed tube: *a* – tube without protrusions; *b* – flat-ribbed tube; *c* – curved-ribbed tube



**Рис. 6. Изменение скорости течения в выходном сечении насоса по времени:**

- 1 – трубка без выступов; 2 – плоские выступы вдоль всей трубки;  
3 – плоские выступы вдоль только первой сжимаемой области

*Fig. 6. Change in the flow rate in the outlet section of the pump over time: 1 – tube without protrusions; 2 – flat projections along the entire tube; 3 – flat protrusions along only the first compressible area*



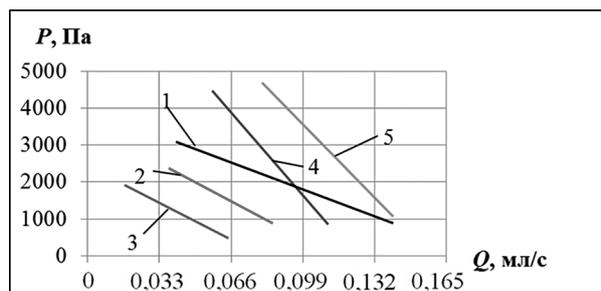
**Рис. 7. Изменение скорости течения в выходном сечении насоса по времени:**

- 1 – трубка без выступов; 2 – криволинейные выступы вдоль всей трубки;  
3 – криволинейные выступы вдоль только первой сжимаемой области

*Fig. 7. Change in the flow rate in the outlet section of the pump over time: 1 – tube without protrusions; 2 – flat projections along the entire tube; 3 – flat protrusions along only the first compressible area*

но во время возвращения выжимных элементов в исходное положение имеет место больший обратный ток.

Применение криволинейных выступов, напротив, увеличивает вытесняемый к выходу объем жидкости. Причем в том случае, когда выступы есть только на первом сжимаемом участке, вытесняемый к выходу объем больше, а обратный ток получается меньше, чем когда выступы расположены вдоль всей трубки. Сравнение характеристик насоса для всех изученных вариантов расположения выступов (рис. 8) также показывает, что использование криволинейных выступов на первом сжимаемом участке даст значительное преимущество по сравнению с трубкой без выступов, за исключением участков характеристик с подачей более 0,14 мл/с. Так, насос, трубка которого имеет криволинейные выступы на первом сжимаемом участке при величине подачи 0,1 мл/с, создает давление вдвое больше, чем в случае



**Рис. 8. Характеристика насоса:**

- 1 – трубка без выступов; 2 – плоские выступы только вдоль только первой сжимаемой области;  
3 – плоские выступы вдоль всей трубки;  
4 – криволинейные выступы вдоль всей трубки;  
5 – криволинейные выступы вдоль только первой сжимаемой области

*Fig. 8. Pump characteristic: 1 – tube without protrusions; 2 – flat projections only along only the first compressible area; 3 – flat projections along the entire tube; 4 – curved projections along the entire tube; 5 – curved projections along only the first compressible area*

отсутствия выступов. Заметим также, что исследуемые в данной работе криволинейные выступы занимают большее значение площади сечения, чем плоские выступы.

Другой угол наклона характеристики по сравнению с трубкой без выступов можно объяснить следующим образом. Наличие выступов на первом сжимаемом участке увеличивает количество жидкости, вытесняемой вторым и третьим выжимными элементами по направлению к выходному сечению, но также увеличивает обратный ток во время возвращения этих выжимных элементов в исходное положение.

В области малых давлений, когда сопротивление напорного трубопровода мало, преобладающим эффектом от выступов на первом сжимаемом участке является увеличение обратного тока, поэтому характеристика лежит ниже, чем график изменения создаваемого давления от подачи для трубки без выступов. В области больших давлений, когда гидравлическое сопротивление напорного трубопровода больше, напротив, преобладающим эффектом от использования криволинейных выступов поверхности трубки на первом сжимаемом участке становится увеличение подачи насоса.

В случае полного сжатия трубки, вероятно, наибольшая подача должна получаться в том случае, когда первый и третий сжимаемые участки имеют минимальную длину

и при работе насоса выполняют функции клапанов. В реальных условиях полное сжатие недостижимо, так как будут оставаться зазоры, через которые будут иметь место утечки жидкости. В этом случае от длины сжимаемых участков будет зависеть их сопротивление, которое будет оказывать влияние на величину утечек и, таким образом, на величину подачи насоса.

Результаты вычислений напорной характеристики перистальтического насоса в зависимости от изменения длины сжимаемых участков показано на рис. 9. Сравнение полученных графиков показывает, что для рассматриваемого неполного сжатия трубки наиболее оптимальным является вариант, при котором длины всех трех сжимаемых участков равны. Изменение соотношения длин участков как в случае, когда первый и третий сжимаемые участки меньше второго, так и для случая, когда они больше, приводит к уменьшению создаваемых подачи и давления.

Аналогичный результат был получен для трубки насоса, у которой присутствуют криволинейные выступы поверхности в области сжатия первым выжимным элементом (рис. 10). Наибольшие значения подачи и давления получаются при  $\Delta a = 0$  мм, то есть когда длины всех трех сжимаемых участков равны. При этом из-за наличия выступов площадь поперечного сечения первого сжатого участка трубки составляет 22 % от изначального значения.

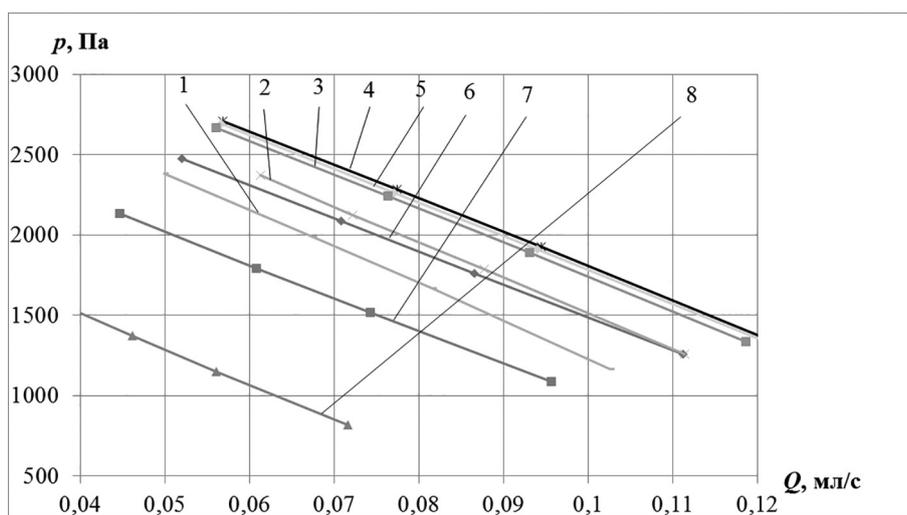


Рис. 9. Характеристика насоса в зависимости от соотношения длины сжимаемых участков:

1 –  $\Delta a = -5$  мм; 2 –  $\Delta a = -3$  мм; 3 –  $\Delta a = -1$  мм; 4 –  $\Delta a = 0$  мм; 5 –  $\Delta a = 1$  мм;  
6 –  $\Delta a = 3$  мм; 7 –  $\Delta a = 5$  мм; 8 –  $\Delta a = 7$  мм

Fig. 9. Pump characteristic depending on the ratio of the length of the compressible sections:

1 –  $\Delta a = -5$  mm; 2 –  $\Delta a = -3$  mm; 3 –  $\Delta a = -1$  mm; 4 –  $\Delta a = 0$  mm; 5 –  $\Delta a = 1$  mm;  
6 –  $\Delta a = 3$  mm; 7 –  $\Delta a = 5$  mm; 8 –  $\Delta a = 7$  mm

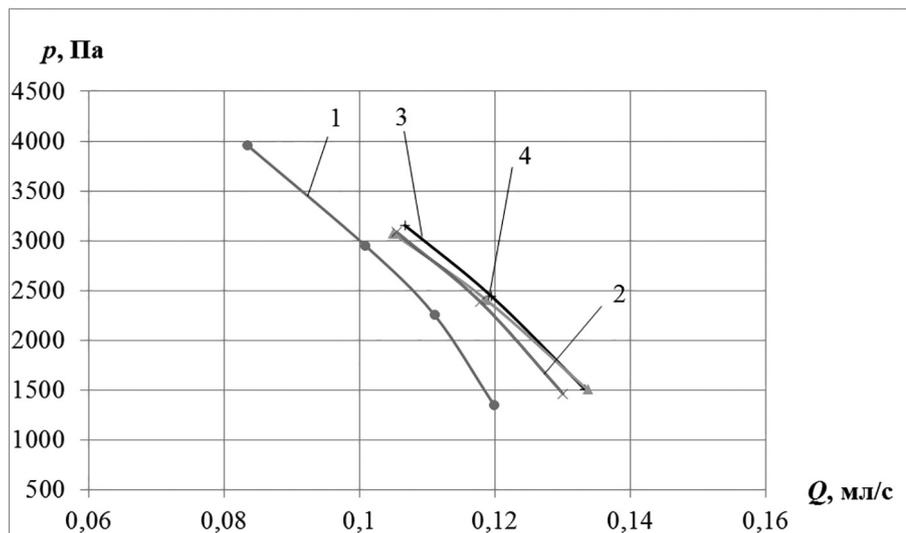


Рис. 10. Характеристика насоса в зависимости от соотношения длины сжимаемых участков в случае использования криволинейных выступов на первом сжимаемом участке трубки:

1 –  $\Delta a = -3$  мм; 2 –  $\Delta a = -1$  мм; 3 –  $\Delta a = 0$  мм; 4 –  $\Delta a = 1$  мм

Fig. 10. Characteristic of the pump depending on the ratio of the length of the compressible sections in the case of using curved protrusions on the first compressible section of the tube: 1 –  $\Delta a = -3$  mm; 2 –  $\Delta a = -1$  mm; 3 –  $\Delta a = 0$  mm; 4 –  $\Delta a = 1$  mm

### Выводы

В результате выполненной серии численных экспериментов было получено, что в перистальтическом насосе с линейно расположенной трубкой и несколькими сжимающими ее в поперечном направлении выжимными элементами создаваемое давление и подачу можно повысить за счет наличия на внутренней поверхности трубки выступов. При этом положительный эффект достигается при выполнении нескольких условий. Во-первых, поверхность выступов должна иметь плавный переход к внутренней поверхности трубки насоса, так как в противном случае имеет место рост величины напряжений, возникающих при сжатии трубки. Во-вторых, наличие выступов только в области сжатия трубки первым выжимным элементом обеспечивает большие величины подачи и давления, чем в случае расположения выступов вдоль всей трубки насоса. Кроме того, положительный эффект у выступов криволинейной формы по сравнению с исследованными в данной работе плоскими выступами, очевидно, достигается также за счет того, что они имеют большую длину и дополнительное утолщение, тем самым перекрывая большую площадь трубки.

Сравнение результатов вычислений для различных соотношений длин выжимных элементов показало, что для рассматриваемого в данной работе неполного сжатия трубки

оптимальным является вариант, при котором длины всех трех выжимных элементов равны. При этом такой результат был получен как для случая трубки насоса без выступов, так и для случая, когда на первом сжимаемом участке трубки присутствуют криволинейные выступы поверхности.

### Литература

1. Latham T. W. Fluid motion in a peristaltic pump. Massachusetts Institute of Technology, 1966. 74 p.
2. Михеев А.Ю. Исследование характеристики и повышение надежности насосов перистальтического принципа действия: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2004. 168 с.
3. Loudin T. The evolution of peristaltic pump // Pump engineer. Zutphen, Netherlands: KCI Publishing, September 2007. P. 44–47.
4. Левицкий А.А., Левицкая З.В., Ситников А.М. Компоненты микросистемной техники. Лабораторный практикум. Красноярск: СФУ, 2007. 85 с.
5. WG600F Intelligent Industrial Peristaltic Pump [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.nanbei-china.com/product/laboratory/pump/type/2014/0108/717.html>.
6. BT300L Intelligent flow peristaltic pump [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.nanbei-china.com/product/laboratory/pump/flow/2014/0107/702.html>.
7. Trenkle F., Haerberle S., Zengerle R. Normally-closed peristaltic micropump with re-usable ac-

- tuator and disposable fluidic chip // *Sensors and Actuators B: Chemical*. 2010. No 154. P. 137–141.
8. Dreckmann T., Boeuf J., Ludwig I., Lymkemann J., Huwylerc J. Low volume aseptic filling: Impact of pump systems on shear stress // *European Journal of Pharmaceutics and Biopharmaceutics*. Elsevier 2020. No 147. P. 10–18. DOI: 10.1016/j.ejpb.2019.12.006.
  9. Порядков Л.Ф. Рабочая трубка для перистальтического насоса // Патент на изобретение № 309294, Российская Федерация. Опубликовано 27.10.2007. Бюл. № 30.
  10. Тарасов Ю.Д. Перистальтический насос // Патент на изобретение № 2290536, Российская Федерация. Опубликовано 27.12.2006. Бюл. № 36.
  11. Shkolnikov V., Ramunas J., Santiago J. A self-priming, roller-free, miniature, peristaltic pump operable with a single, reciprocating actuator // *Sensors and Actuators A: Physical*. Elsevier. 2010. P. 141–146 DOI: 10.1016/j.sna.2010.04.018.
  12. Гришин А.И. Повышение эффективности эксплуатации перистальтического насоса линейного типа // *Известия МГТУ «МАМИ»*. 2020. № 4. С. 17–26.
- References**
1. Latham T. W. Fluid motion in a peristaltic pump. Massachusetts Institute of Technology, 1966. 74 p.
  2. Mikheyev A.YU. Issledovaniye kharakteristiki i povysheniye nadezhnosti nasosov peristal'ticheskogo printsipa deystviya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Investigation of the characteristics and increasing the reliability of pumps of the peristaltic principle of operation: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Ufa, 2004. 168 p.
  3. Loudin T. The evolution of peristaltic pump // *Pump engineer*. Zutphen, Netherlands: KCI Publishing, September 2007. P. 44–47.
  4. Levitskiy A.A., Levitskaya Z.V., Sitnikov A.M. Komponenty mikrosistemnoy tekhniki. Laboratornyy praktikum [Components of microsystem technology. Laboratory workshop]. Krasnoyarsk: SFU, 2007. 85 p.
  5. WG600F Intelligent Industrial Peristaltic Pump [Elektronnyy resurs]. URL: <http://www.nanbei-china.com/product/laboratory/pump/type/2014/0108/717.html>.
  6. BT300L Intelligent flow peristaltic pump [Elektronnyy resurs]. URL: <http://www.nanbei-china.com/product/laboratory/pump/flow/2014/0107/702.html>.
  7. Trenkle F., Haeberle S., Zengerle R. Normally-closed peristaltic micropump with reusable actuator and disposable fluidic chip. *Sensors and Actuators B: Chemical*. 2010. No 154. P. 137–141.
  8. Dreckmann T., Boeuf J., Ludwig I., Lymkemann J., Huwylerc J. Low volume aseptic filling: Impact of pump systems on shear stress // *European Journal of Pharmaceutics and Biopharmaceutics*. Elsevier 2020. No 147. P. 10–18. DOI: 10.1016/j.ejpb.2019.12.006.
  9. Poryadkov L.F. Rabochaya trubka dlya peristal'ticheskogo nasosa [Working tube for peristaltic pump]. Patent na izobreteniyе No 309294, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.10.2007. Byul. No 30.
  10. Tarasov YU. D. Peristal'ticheskiy nasos [Peristaltic pump]. Patent na izobreteniyе No 2290536, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.12.2006. Byul. No 36.
  11. Shkolnikov V., Ramunas J., Santiago J. A self-priming, roller-free, miniature, peristaltic pump operable with a single, reciprocating actuator. *Sensors and Actuators A: Physical*. Elsevier. 2010. P. 141–146. DOI: 10.1016/j.sna.2010.04.018
  12. Grishin A.I. Improving the operational efficiency of the linear type peristaltic pump. *Izvestiya MGTU «МАМИ»*. 2020. No 4, pp. 17–26 (in Russ.).

## INFLUENCE OF THE CROSS-SECTIONAL SHAPE AND LENGTH OF THE COMPRESSIBLE SECTIONS ON THE CHARACTERISTICS OF A LINEAR PERISTALTIC PUMP

A.I. Grishin

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia  
foxmcloud@rambler.ru

*In the overview part of the work, the most common existing designs of pumps of the peristaltic principle of operation, as well as the main areas of their application, are briefly presented. The main part of the work is devoted to the study of the influence on the operation of a peristaltic pump with a linearly arranged tube of the shape of the cross-section of the tube in the region of the compressible sections, as well as the ratio of the sizes of the release elements periodically compressing the pump tube in the transverse direction. The studies were carried out through numerical experiments in the STAR-CCM + program, which is based on the control volume method. As a result of the carried out calculations, it was found that the use of protrusions on the inner surface of the tube gives a positive effect if the protrusions have a special curvilinear shape with a smooth transition near the inner surface of the tube, and the increase in the generated pressure and feed is greater if the protrusions are present only in the compression region tube with the first squeeze element. In this case, the discharge angle of the pump characteristic changes so that a positive effect is not observed in the region of small values of the generated pressure. The study of the influence of different ratios of the lengths of the compressible sections of the tube on the flow and pressure created by the pump showed that for the incomplete compression of the pump tube investigated in the work, the use of squeeze elements of the same length is favorable. Both for a tube without protrusions and for a tube with protrusions, the use of a second squeeze element of greater or lesser length than the length of the remaining squeeze elements with the same total length of all three compressible sections leads to an increase in leakage when the tube is not fully compressed, and thus reduces the pump flow.*

**Keywords:** peristaltic pump, fluid-solid interaction, computational fluid dynamics.

**Cite as:** Grishin A.I. Influence of the cross-sectional shape and length of the compressible sections on the characteristics of a linear peristaltic pump. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 9–17 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-9-17.

# DEVELOPMENT OF METHODOLOGY FOR CALCULATION OF OPTIMAL DISTRIBUTION OF ELECTRIC POWER BETWEEN POWER UNITS OF CONDENSING POWER PLANT

PhD in Engineering **V.Y. Ilichev**, PhD in Engineering **E.A. Yurik**  
Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia  
patrol8@yandex.ru

*Optimization methods are used to solve many problems in the field of energy. One of such tasks is the problem of optimal redistribution of power between power units in order to achieve minimum fuel consumption. This is especially important for powerful condensation power plants, where even relatively small fuel savings have significant economic effect.*

*The article is devoted to description of developed method of such optimization, based on the application of differential evolution, which has many advantages over the "classical" methods of optimization. In particular, it was the global rather than the local extremum of the objective function that could be found; it was also easy and powerful to use with modern software.*

*Differential evolution method is organized in the library SciPy of Python programming language, so calculation program was developed in this language to solve the problem. The work considers algorithm and structure of the developed program, as well as the procedure for preparing initial data and calculation process using example of a specific condensing power plant. Modules used in the program to populate the data arrays are mentioned, as well as to output the results in the form of high-quality graphs.*

*With the help of the program, diagram of the optimal redistribution of capacities between power units for any total capacity of the power station is constructed. Also, for entire power range of the power plant, nominal fuel consumption and fuel economy are calculated when implementing the optimal redistribution of capacity in comparison with an even distribution.*

*Obtained software product, available to everyone on the website of the authors, allows not only to study the practical application of differential evolution method, but also to create programs based on it to solve other optimization problems, some of which are mentioned in the article.*

**Keywords:** optimization, power redistribution, evolutionary methods, turbine power, differential evolution method, Python language.

**Cite as:** Ilichev V.Y., Yurik E.A. Development of methodology for calculation of optimal distribution of electric power between power units of condensing power plant. *Izvestiya MGTU «MAM»*. 2021. No 2 (48), pp. 18–25 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-18-25

## **Introduction**

Modern condensing power plants (CPPs) typically have several power units, each with its own experimentally determined actual fuel consumption dependence on generated power (discharge characteristic).

This work is aimed at developing a methodology for determining the redistribution of the total generating capacity of a power plant among individual power units to obtain the lowest total fuel consumption.

## **Research methods and tools**

The problem under consideration relates to optimization. Such problems can only be solved by utilizing precise mathematical techniques. Usually, a solution exists but can only be found using numerical methods, which are currently implemented using a computer.

The simplex method [1], the gradient method, Newton's method [2], etc., are among the numerical methods that have been previously used. However, these methods are only applicable

for a specific type of optimization problem and have significant limitations in terms of the form and complexity of the equations, as well as the number of conditions imposed.

To avoid these limitations, heuristic methods have been used in recent years, in which the search for a solution follows a different pathway each time the program is run, but ultimately leads to the same result. These methods are usually based on analogies from living nature, such as studying the development of bee colonies or ant colonies, or, more generally, on the synthetic theory of evolution [3].

The differential evolution method [4], which is based on generating initial random values of factors and applying evolutionary principles, such as cross-breeding, mutation, and artificial selection of specimens with the best characteristics to them, is one of the most relevant and universal methods for finding an optimal solution. Constructing a population of factors refers to each stage of obtaining intermediate values (iteration). The differential evolution method is based on the simultaneous employment of regular and random processes, and as a result, it allows for the global rather than local extremum of the optimized function to be found.

When improving load redistribution between power units, it seems fair to employ the differential evolution method since it works reliably even with complex discharge characteristics. It is necessary to assess the degree of perfection of the method, and other advantages and disadvantages, as well as to develop recommendations for its further application to other optimization problems in the energy industry.

## Results and discussion

The initial data for optimization are the discharge characteristics of the power units of the power plant, including the dependence of the specific (per unit of power) or physical consumption of fuel on the generated electric power.

Table 1 presents such dependences for a power plant with four power units based on condensing steam turbines K-100-90 for driving electric generators with the initial steam parameters (pressure 8.8 MPa; temperature 530 °C, and final pressure 4 kPa), as an example. The maximum power at the electric generator terminals was 110 MW, and the minimum permissible power was 30 MW [5].

Table 1 was compiled using operational power unit data, and the specific consumption of equivalent fuel  $b_i$ , kg/(kW · h), was measured for each generated power  $N$ , MW, where  $i$  is the power unit number. The physical consumption of the equivalent fuel  $B_i$ , kg/s was calculated and added to the table using these data and *Microsoft Excel* spreadsheets.

$$B_i = \frac{N \cdot b_i}{3.6}.$$

Subsequently, consumption characteristics graphs were plotted in *Microsoft Excel* for all power units, as presented in Figure 1.

Using these characteristics, the optimization problem must be addressed, in which such powers of each power unit  $N_i$  should be determined for a known capacity of the power plant  $N$ , so that power plant  $B$  consumes

Table 1.

Consumption characteristics of power units of the investigated power plant

N, MW	$b_1$ , kg/(kW · h)	$b_2$ , kg/(kW · h)	$b_3$ , kg/(kW · h)	$b_4$ , kg/(kW · h)	$B_1$ , kg/s	$B_2$ , kg/s	$B_3$ , kg/s	$B_4$ , kg/s
30	0,488	0,471	0,527	0,443	4,07	3,93	4,39	3,69
40	0,434	0,427	0,445	0,408	4,82	4,74	4,94	4,53
60	0,369	0,358	0,336	0,344	6,15	5,97	5,60	5,73
80	0,338	0,341	0,321	0,329	7,51	7,58	7,13	7,31
100	0,32	0,333	0,325	0,312	8,89	9,25	9,03	8,67
110	0,313	0,331	0,339	0,302	9,56	10,11	10,36	9,23

the least amount of fuel (equal to the sum of fuel consumption for power units  $B$ ).

These conditions can be presented as follows:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad (1)$$

$$B = B_1 + B_2 + B_3 + B_4 \rightarrow \min. \quad (2)$$

In the considered optimization problem, the condition under Eq. (1) is a constraint, and the condition under Eq. (2) is an objective function. To solve the problem for each power unit, the mathematical fuel consumption dependence on power  $B_i = f(N_i)$  should be determined. This can be done by determining the best approximation dependences for the graphs in Figure 1.

In *Microsoft Excel*, the approximation was performed by plotting trend lines for each graph. The polynomial approximation by third-order curves was the most suitable, providing the best approximation curves to the initial graph. The following dependencies were obtained for the discharge characteristics of the power units considered:

$$\begin{cases} B_1 = 1 \cdot 10^{-6} N_1^3 - 0.0002 N_1^2 + 0.0826 N_1 + 1.768 \\ B_2 = 1 \cdot 10^{-6} N_2^3 - 4 \cdot 10^{-5} N_2^2 + 0.0667 N_2 + 1.9838 \\ B_3 = 5 \cdot 10^{-6} N_3^3 - 0.0003 N_3^2 + 0.0431 N_3 + 3.337 \\ B_4 = -2 \cdot 10^{-6} N_4^3 + 0.0005 N_4^2 + 0.0423 N_4 + 2.1224 \end{cases} \quad (3)$$

To solve the aforementioned problem, it is convenient to use the *Python* programming language, for which there is a special library of mathematical methods called *SciPy* [6], which includes a differential evolution method implementation [7].

The *Python* language is easy to learn, and the differential evolution method used in this work, which is presented in the form of a special command, is also easy to use and does not require special knowledge of its characteristics. The command parameters can also be fine-tuned, and one of 12 strategies for solving and parallelizing resource-intensive tasks on several processors can be selected. The default settings of the method are suitable for achieving the aim of this work.

The algorithm of the developed *Python* program consists of the following parts:

1. Import of the required commands *NonlinearConstraint* (nonlinear limitation), *Bounds* (boundaries of the solution search), and *Differential\_evolution* from the *Scipy*. optimize optimization library. The *Numpy* module [8] was also imported to perform operations with data arrays, as well as the *Matplotlib.pyplot* [9] module for displaying intermediate and final results of calculations as graphs.
2. Assigning the value  $N = 200$  MW to a variable representing the total capacity of a power plant as an example.

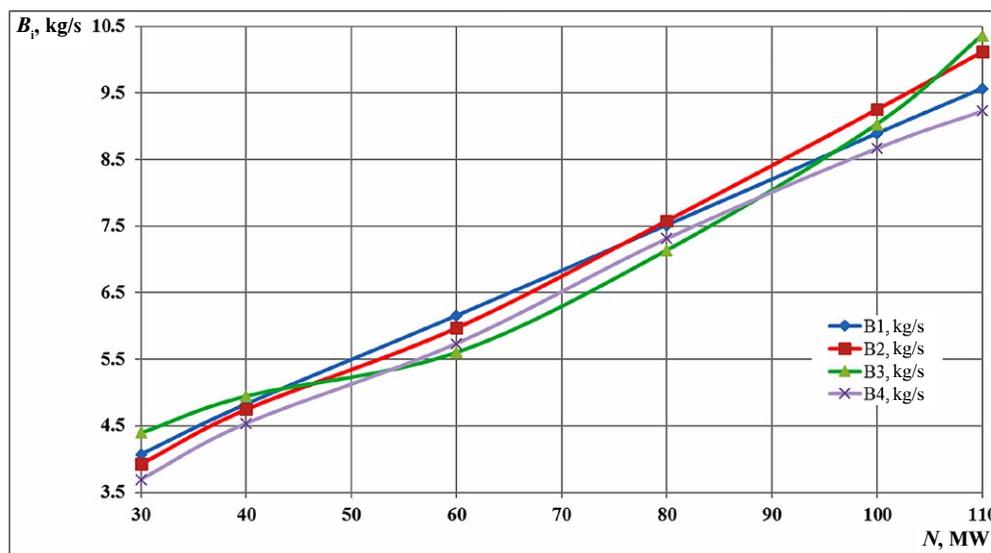


Fig. 1. Consumption characteristics of the investigated power units

3. Input of the condition under Eq. (1) using the lambda function [10] and the *NonlinearConstraint* command.
4. Creation of the objective function under Eq. (2), which will be used as one of the parameters of the *Differential\_evolution* command, along with the condition under Eq. (1). The values of the power  $N_i$  and the equivalent fuel consumption  $B$ , obtained at each iteration (approximation of the calculation process), were stored in arrays.
5. Using the *Bounds* command, define the smallest and largest allowable values for  $N_i$  variables, which are equal to 30 MW and 110 MW, respectively, according to the task.
6. Application of the differential evolution method (*Differential\_evolution*) and displaying the optimization results for a given station power  $N$  on the screen.
7. Using the *Matplotlib* command module to display the calculated changes in the factors  $N_i$  as a function of the iteration number, as presented in Figure 2. The graph colors for each power unit correspond to those in Figure 1.

The evolution of changes in the factors  $N_1-N_4$  upon searching for their optimal values corresponding to the minimum value of the objective function  $B$  is presented according to these graphical dependencies. At each start of the program, the two pathways (Figure 2) were different, as will the number of iterations required to provide a solution.

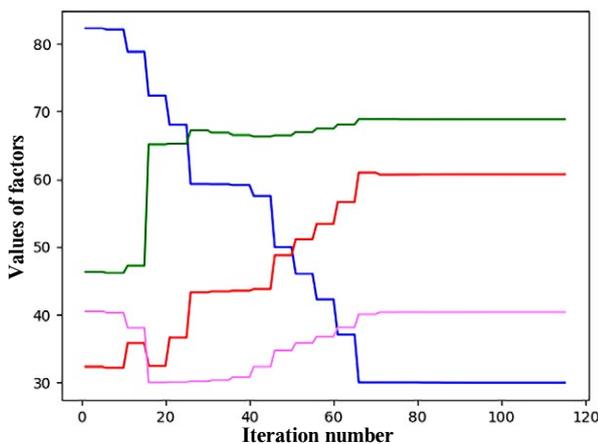


Fig. 2. Changes in factors (capacities of power units  $N_1-N_4$ ) depending on the iteration number

Despite the different evolutionary pathways of the optimized system from the initial random values, the found optimal values of the factors are equivalent at each start. Since a high degree of result accuracy was selected, the values remained unchanged at the last iterations.

For the total power  $N = 200$  MW, the optimal capacity of the power units and the consumption of equivalent fuel (accurate to the second decimal place) were calculated ( $N_1 = 30.00$  MW,  $N_2 = 60.73$  MW,  $N_3 = 68.86$  MW,  $N_4 = 40.41$  MW;  $B = 21.23$  kg/s).

Figure 3 presents the evolution of the total fuel consumption  $B$  toward the minimum value, with changes in the factors  $N_1-N_4$ , as shown in Figure 2.

To obtain the optimal redistribution of power unit capacities in the entire range of the possible total capacity of the power plant ( $N = 120-440$  MW), the calculation program comprises a cycle for calculating the above parameters depending on  $N$ . The results are also displayed graphically.

Figure 4 presents the main dependence of the power unit capacities (factors  $N_1-N_4$ ) on the power of station  $N$ , which is the study aim.

Figure 4 shows how to determine the power redistribution of individual power units  $N_1-N_4$  at which the total fuel consumption at station  $B$ , reaches a minimum value for any station power  $N$ . The resulting diagram should be used to develop a control program for CPP power units.

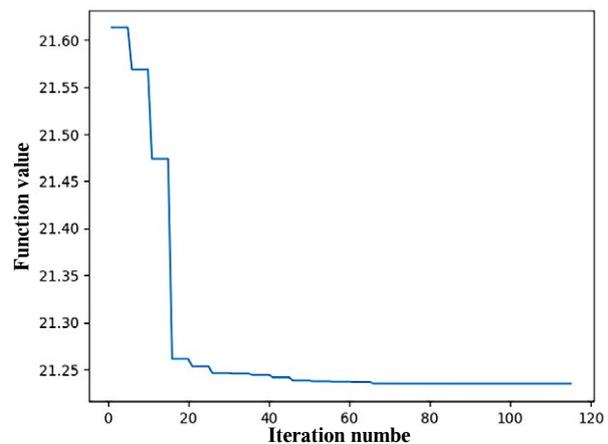


Fig. 3. Change in the value of the objective function (fuel consumption at power plant  $B$ ) depending on the iteration number

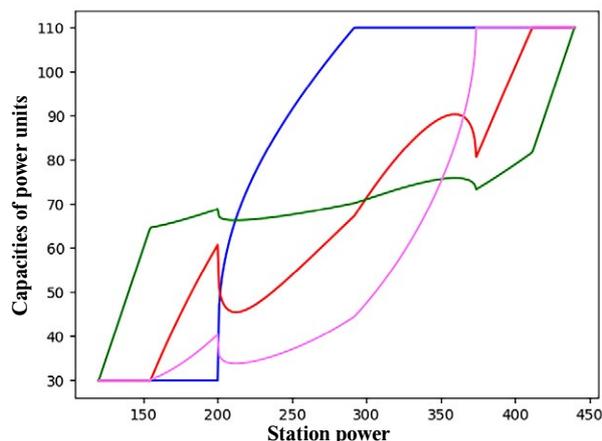


Fig. 4. Redistribution of the capacities of power units  $N_1-N_4$  depending on the capacity of the station  $N$

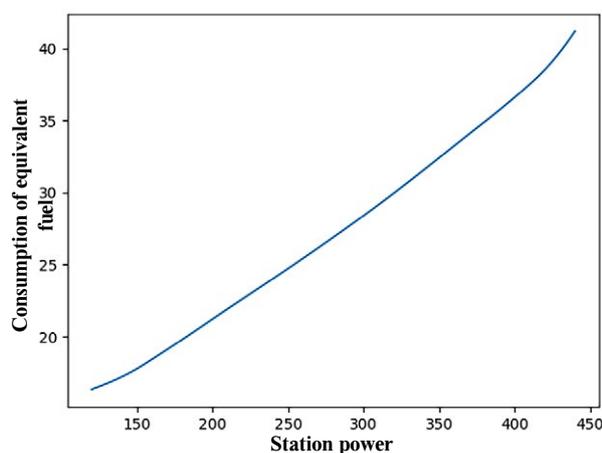


Fig. 5. Consumption of equivalent fuel at power plants with optimal power distribution between power units

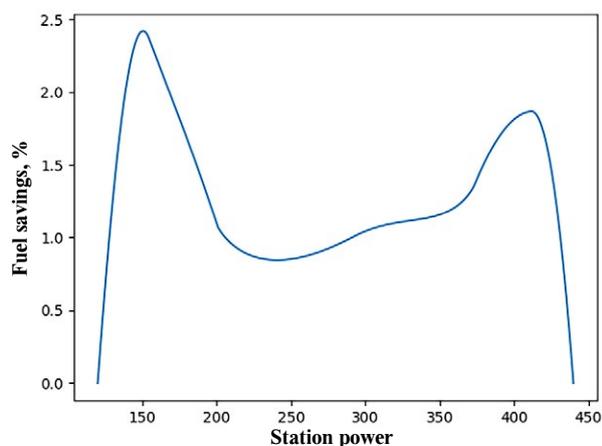


Fig. 6. Fuel savings with optimal power redistribution between power units versus an even power distribution

In Figure 5, the actual consumption of the equivalent fuel  $B = f(N)$ , is graphically represented for all possible plant capacities.

In the following research stage, the relationship between relative fuel savings and optimal redistribution of power unit capacities in comparison to the case of their uniform loading was assessed. With uniform loading, each power unit had a capacity  $N_{unif} = N/4$ , and fuel consumption  $B_{unif}$  is determined by Eq. (3), where all  $N_i$  are equal to  $N_{unif}$ . The relative fuel saving was determined by the following equation:

$$\delta = \frac{B_{равн} - B}{B_{равн}} 100\%. \quad (4)$$

Figure 6 shows the results of calculations using Eq. (4) for all possible power plant capacities.

Thus, a decrease in the relative fuel consumption at power plants when using the obtained diagram of the optimal power distribution between power units (Fig. 4) compared with their uniform loading can reach 2.4%, resulting in a significant increase in the economic efficiency of the considered powerful condensing power plant with steam turbines.

### Conclusion

To achieve the aim of this work, the following tasks were solved:

- a brief comparison of the capabilities of widespread optimization methods and modern evolutionary methods, in particular, the differential evolution method used in this work;
- software tools for the implementation of the task of optimizing power redistribution between the power units of the power plant to ensure the minimum fuel consumption were selected and described;
- a methodology for the implementation of the specified optimization and visual display of the results using the *Python* programming language was fully developed;
- an example was calculated, demonstrating the relative simplicity and efficiency of applying the differential evolution method to solve the problem;
- a diagram of the optimal power redistribution between the power units

of the condensing power plant was drawn up.

The code for the *Python* program developed during the research and discussed in this article is available for free study, application, and modification on the authors' website [11].

The method considered can be used to optimize power redistribution between the power units of any power plant (not only steam turbine CPPs but also thermal power plants, including gas turbine and steam gas turbines), as well as to solve other problems in the energy industry, such as:

- redistribution of liquid and gaseous fuel flows delivered from the point of production to the consumer [12];
- redistribution of electrical energy or energy carriers (steam or hot water flows) in the networks;
- optimization of investments in various energy facilities to maximize income [13].

A wide range of optimization problems can be solved using the methods provided and based on the algorithm of the developed program. The studies performed by the authors prove that the *Python* language is useful for creating not only programs for optimizing the characteristics of power systems, but also for solving other problems [14]. The differential evolution method has many advantages when compared to other numerical methods and differs from them in universality.

In addition to the fact that the automation of calculations in solving the problem considered is necessary, its implementation should result in a significant increase in the efficiency of power plant operation. The program developed can be used by university students and power plant operators to study the basics of power plant operation, and as a visual illustration of how to use the most relevant functions of the *Python* language for performing calculations in the energy industry.

### Литература

1. Зверева Е.Н., Игнатова С.Е., Сергеев А.Н. Применение компьютерных технологий в численных методах для решения задач оптимизации. Учебное пособие / С.-П.: Санкт-Петербургский государственный экономический университет, 2018. 61 с.
2. Сухарев А.Г., Тимохов А.В., Федоров В.В. Численные методы оптимизации. Учебник и практикум (3-е изд., испр. и доп.). М.: Юрайт. 2019. 367 с.
3. Цой Ю.Р. О математических моделях эволюционных алгоритмов // Перспективные информационные технологии и интеллектуальные системы. 2006. № 2. С. 42–47.
4. Мех М.А., Ходашинский И.А. Сравнительный анализ применения методов дифференциальной эволюции для оптимизации параметров нечетких классификаторов // Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. 2017. № 4. С. 65–75.
5. Чепурной М.Н., Резидент Н.В., Дымнич И.Н. Энергетические характеристики турбогенераторов и экономичные режимы их загрузки // Научные труды Винницкого национального технического университета. 2012. № 2. С. 4.
6. SciPy. Optimization and root finding. [Электронный ресурс]. URL: [https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.differential\\_evolution.html](https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.differential_evolution.html) (Дата обращения 15.03.2021).
7. Газизова О.Р. Аспекты реализации алгоритма дифференциальной эволюции на языке Python // Информационные технологии в процессе подготовки современного специалиста. 2017. С. 13–17.
8. Ильичев В.Ю. Разработка программных средств увеличения изображений с использованием их фрактальных свойств // Системный администратор. 2021. № 1–2 (218–219). С. 124–127.
9. Ильичев В.Ю., Гридчин Н.В. Визуализация масштабируемых 3D-моделей с помощью модуля Matplotlib для Python // Системный администратор. 2020. № 12 (217). С. 86–89.
10. Романенко Р.А., Стухальский А.Л., Прихожий А.А. Использование языков высшего уровня для решения прикладных задач // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ. 2018. Т. 9. С. 97–100.
11. Распределение электрической мощности между энергоблоками. URL: [http://turbopython.ru/opt\\_power](http://turbopython.ru/opt_power) (дата обращения: 15.03.2021).
12. Ильичев В.Ю., Чухраев И.В., Чухраева А.И. Решение задачи перераспределения потоков газа на магистральных газопроводах методами линейного программирования // Наукосемкие технологии. 2020. Т. 21. № 1. С. 11–17.
13. Ланцова Н.М., Зырянова О.В. Оптимизация распределение прибыли предприятия в сфере энергетики как приоритетный фактор роста и инновационного развития // Вестник образовательного консорциума Среднерусский университет. Серия: Экономика и управление. 2019. № 13. С. 23–26.

14. Ильичев В.Ю., Савин В.Ю. Создание методики двухфакторной оптимизации расходно-энергетической характеристики гидравлической системы // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 4. С. 25–30.
- ### References
1. Zvereva YE.N., Ignatova S.E., Sergeyev A.N. Primeneniye komp'yuternykh tekhnologiy v chislennykh metodakh dlya resheniya zadach optimizatsii [Application of computer technologies in numerical methods for solving optimization problems]. Uchebnoye posobiye. S.-P.: Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy ekonomicheskoy universitet Publ., 2018. 61 p.
  2. Sukharev A.G., Timokhov A.V., Fedorov V.V. Chislennyye metody optimizatsii [Numerical optimization methods]. Uchebnik i praktikum (3-e izd., ispr. i dop.) Moscow: Yurayt Publ. 2019. 367 p.
  3. Tsoy YU.R. Mathematical models of evolutionary algorithms. Perspektivnyye informatsionnyye tekhnologii i intellektual'nyye sistemy. 2006. No 2, pp. 42–47 (in Russ.).
  4. Mekh M.A., Khodashinskiy I.A. Comparative analysis of the application of differential evolution methods to optimize the parameters of fuzzy classifiers. Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Teoriya i sistemy upravleniya. 2017. No 4, pp. 65–75 (in Russ.).
  5. Chepurnoy M.N., Rezident N.V., Dymnich I.N. Energy characteristics of turbine generators and economical modes of their loading. Nauchnyye trudy Vinnitskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta. 2012. No 2, pp. 4 (in Russ.).
  6. SciPy. Optimization and root finding. [Elektronnyy resurs]. URL: [https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.differential\\_evolution.html](https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.differential_evolution.html) (accessed: 15.03.2021).
  7. Gazizova O.R. Implementation aspects of the differential evolution algorithm in Python. Informatsionnyye tekhnologii v protsesse podgotovki sovremennogo spetsialista. 2017, pp. 13–17 (in Russ.).
  8. Il'ichev V.YU. Development of software for enlarging images using their fractal properties. Sistemnyy administrator. 2021. No 1–2 (218–219), pp. 124–127 (in Russ.).
  9. Il'ichev V.YU., Gridchin N.V. Render scalable 3D models using the Matplotlib Python module. Sistemnyy administrator. 2020. No 12 (217), pp. 86–89 (in Russ.).
  10. Romanenko R.A., Stukhal'skiy A.L., Prikhozhiy A.A. The use of high-level languages for solving applied problems. Matematicheskiye metody v tekhnike i tekhnologiyakh – MMTT. 2018. Vol. 9, pp. 97–100 (in Russ.).
  11. Raspredeleniye elektricheskoy moshchnosti mezhdru energoblokami. URL: [http://turbopython.ru/opt\\_power](http://turbopython.ru/opt_power) (accessed: 15.03.2021).
  12. Il'ichev V.YU., Chukhrayev I.V., Chukhrayeva A.I. Solution of the problem of redistribution of gas flows on main gas pipelines using linear programming methods. Naukoyemkiye tekhnologii. 2020. Vol. 21. No 1, pp. 11–17 (in Russ.).
  13. Lantsova N.M., Zyryanova O.V. Optimization of the distribution of profit of an enterprise in the energy sector as a priority factor for growth and innovative development. Vestnik obrazovatel'nogo konsortsiuma Srednerusskiy universitet. Seriya: Ekonomika i upravleniye. 2019. No 13, pp. 23–26 (in Russ.).
  14. Il'ichev V.YU., Savin V.YU. Creation of a technique for two-factor optimization of the energy consumption characteristics of a hydraulic system. Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. 2020. No 4, pp. 25–30 (in Russ.).

## РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ МЕЖДУ ЭНЕРГБЛОКАМИ КЭС

К.Т.Н. Ильичев В.Ю., К.Т.Н. Юрик Е.А.

Калужский филиал ФГОУ ВО «Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», Москва, Россия  
patrol8@yandex.ru

Методы оптимизации используются при решении многих задач в области энергетики. Одной из таких задач является проблема оптимального перераспределения мощности между энергоблоками электростанции с целью достижения минимального расхода топлива. Это особенно важно для мощных конденсационных электростанций (КЭС), в которых даже относительно малая экономия топлива приводит к значительному экономическому эффекту.

Статья посвящена описанию разработанной методики такой оптимизации, основанной на применении современного метода дифференциальной эволюции, обладающего многими преимуществами перед классическими методами оптимизации. В частности, с его помощью можно найти именно глобальный, а не локальный экстремум целевой функции; также этот метод отличается простотой и широкими возможностями при использовании современных программных средств.

Очень удобно метод дифференциальной эволюции организован в библиотеке SciPy свободно распространяемого языка программирования Python, поэтому на этом языке разрабатывалась расчетная программа для решения поставленной задачи. В работе рассмотрены алгоритм и структура разработанной программы, а также порядок подготовки исходных данных и процесс вычислений на примере конкретной конденсационной электростанции. Упомянуты модули, используемые в программе для заполнения массивов данных, а также для вывода результатов в виде качественных графиков.

С помощью программы построена диаграмма оптимального перераспределения мощностей между энергоблоками для любой суммарной мощности рассматриваемой электростанции. Также для всего диапазона мощностей электростанции вычислен расход условного топлива и экономия топлива при реализации оптимального перераспределения мощностей по сравнению с равномерным распределением.

Полученный программный продукт, доступный всем желающим на сайте авторов статьи, позволяет не только изучать практическое применение метода дифференциальной эволюции, но также создавать на его основе программы для решения прочих задач оптимизации, некоторые из которых упомянуты в статье.

**Ключевые слова:** оптимизация, перераспределение мощности, эволюционные методы, мощность турбин, метод дифференциальной эволюции, язык Python.

**Для цитирования:** Ильичев В.Ю., Юрик Е.А. Разработка методики расчета оптимального распределения электрической мощности между энергоблоками КЭС // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 18–25. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-18-25

# ИССЛЕДОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ПРИВОДА АВТОПОЕЗДА

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>, Широков П.С.<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

eore@mospolytech.ru

*В данной статье описывается назначение, области применения, основные параметры большегрузных автопоездов для перевозки грузов специального и общехозяйственного назначения. Рассмотрены большегрузные автопоезда с ведущими колесами прицепных звеньев. Показаны преимущества применения большегрузных автопоездов по сравнению с одиночными грузовыми автомобилями.*

*Рассмотрены дополнительные источники энергии к штатному двигателю (дизельный или газотурбинный двигатель для привода трехфазного генератора), предназначенные для преодоления крутых подъемов и труднопроходимых участков дороги. Проведен анализ поворота автопоезда. Показаны преимущества кольцевой схемы и параллельной с индивидуальным управлением. Произведен анализ сил тяги по колесам и разброс потерь при повороте автопоезда в многодвигательном приводе. Представлены тяго-динамические свойства автопоездов, которые характеризуют предельные силовые и кинематические возможности автопоездов в различных режимах движения. Выполнен поиск рационального распределения токов в зависимости от сил, действующих на колесах и потерь в шинах.*

*Проведено исследование поворота транспортного средства, вычислены значения токов, величина разброса токов и их влияние на КПД. Определены экономические характеристики автопоездов.*

*Разработана методика и алгоритмы расчета потерь и КПД. Представлен алгоритм расчета при равенстве токов. Проведены расчеты КПД на различных скоростях и радиусах поворота при движении автопоезда. Произведен анализ КПД при равенстве токов и мощностей при изменении скорости движения.*

*Предложены различные конструкторско-технологические мероприятия для повышения технических характеристик автопоезда.*

**Ключевые слова:** автопоезд, теплоэлектрический привод, крупногабаритный тяжеловесный объект, модульный транспортер, грузовая платформа, система управления, маневренность, управляемость, контроллер, угол поворота опоры, рулевая программа, задающее воздействие, согласование.

**Для цитирования:** Зуев С.М., Малеев Р.А., Шматков Ю.М., Широков П.С., Яхутль Д.Р. Исследование комбинированного привода автопоезда // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 26–35. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-26-35.

## Введение

В последнее десятилетие сохраняется тенденция увеличения перевозок большегрузными автопоездами (БА) длинномерных тяжеловесных грузов специального и общехозяйственного назначения, таких как трубы большого диаметра, химические колонны, фрагменты или корпуса речных судов и др. [1, 2].

Производство автопоездов-тяжеловозов, многоопорных платформ и сочлененных транспортных средств быстро развивается во многих странах, их мировой выпуск из года в год продолжает расти [3].

Из всего многообразия специальных транспортных средств (СТС) перспективны много-

осные большегрузные автопоезда и самоходные сочлененные платформы, обладающие большой грузоподъемностью и силой тяги, а также повышенной проходимостью [4].

Применение автопоездов – важнейшее мероприятие повышения грузоперевозок и эффективного использования. Предпочтительность применения автопоездов обусловлена существенным улучшением экономических показателей перевозки грузов. Так, производительность автопоездов примерно на 60 % выше, чем одиночных грузовых автомобилей.

Тягово-динамические свойства автопоездов характеризуют предельные силовые и кинематические возможности их установивше-

гося и неустановившегося движения. К ним относятся: динамический фактор, удельная мощность, максимальная и средняя скорости, а также параметры неустановившегося движения – выбег с установленной скорости, время и путь разгона до определенной скорости [5].

Экономические характеристики автопоездов определяются двумя показателями: дорожной экономической характеристикой и расходом горючего в литрах на 100 км пройденного пути.

Значительное развитие получают так называемые активные автопоезда с ведущими колесами прицепных звеньев. Совершенствование активных поездов расширит сферы их применения на севере, в Сибири и других районах страны с ограниченной дорожной сетью.

Система дополнительной энергетики активизации автопоезда является одной из ключевых составляющих теплоэлектрического привода современного автопоезда. При прямолинейном и особенно криволинейном движении активного автопоезда с заблокированным приводом неровности дороги, различные радиусы ведущих колес, различные пути, проходимые ими, вызывают буксование и проскальзывание колес, обусловленное кинематическим рассогласованием привода. Кинематическое рассогласование наиболее сильно проявляется при криволинейном движении, и величина энергетических потерь при этом позволяет установить требования к конструкции привода, а также выявить целесообразность применения заблокированного привода. Для сравнительной оценки эффекта от включения привода колес полуприцепа удобно использовать величину избыточной силы тяги в точке сцепки автопоезда. При повороте активного автопоезда с неуправляемыми колесами полуприцепа,

кроме неизбежных потерь на колесобразование, будут возникать дополнительные потери, обусловленные кинематическим рассогласованием между колесами тягача и полуприцепа. Они вызовут увеличение коэффициента сопротивления движению автопоезда и могут привести к снижению эффекта от включения активного привода колес полуприцепа [6].

### Основная часть

На автопоездах дополнительно к штатному двигателю применяются дизельные или газотурбинные двигатели, которые включаются постоянно для питания системы дополнительной энергетики активизации (СДЭА) прицепных звеньев при преодолении крутых подъемов и труднопроходимых участков дороги.

Дизельный двигатель предназначен для привода трехфазного генератора, который обеспечивает электроснабжение мотор-колеса. Схема автопоезда представлена на рис. 1.

В многодвигательном электроприводе возможны последовательные, параллельные и параллельно-последовательные схемы соединения тяговых электродвигателей (ТЭД). При этом существует несколько способов управления ТЭД. В частности, индивидуальное и групповое, обладающие своими достоинствами и недостатками. Достоинством группового управления является простота реализации. Достоинством индивидуального – наилучшая приспособляемость к дорожным условиям. Наилучшим сочетанием простоты и надежности обладает электропривод с кольцевой схемой соединения электродвигателей [7].

В схеме обеспечено равенство токов якорей электродвигателей. Для осуществления движения вперед крайние контакты КР замкнуты. Трогание происходит на полном поле. Далее

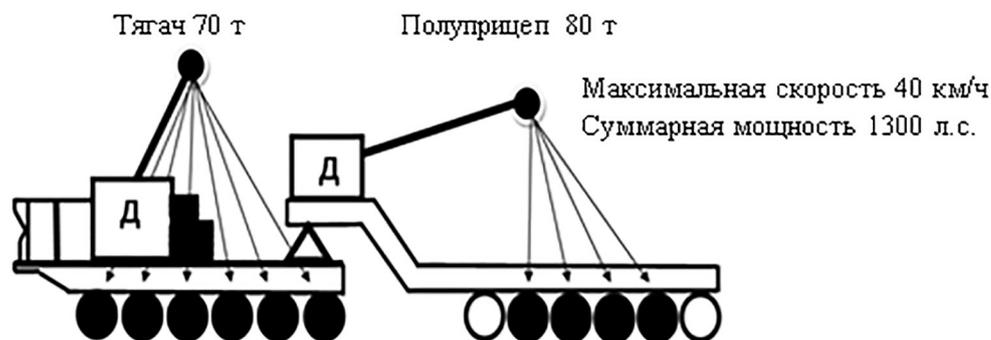


Рис. 1. Схема автопоезда с СДЭА

Fig. 1. Road train scheme with a system of additional energy and activation

по мере разгона происходит ослабление поля контактами К1 и К2 соответственно. Переход автоматический – по скорости.

Реверсирование ТЭД достигается переключением контактов реверсора КР.

Кольцевая схема обеспечивает групповое управление, равенство токов и моментов, а также уменьшает суммарные потери мощности в электроприводе и износ шин. Поэтому выберем кольцевую схему, показанную на рис. 2.

Проанализируем параметры тягового электропривода с кольцевой схемой при криволинейном движении. При движении автопоездов специального назначения, да и вообще автопоездов в целом целесообразно иметь на колесах одинаковые силы тяги, крутящие моменты, а также равенство распределения нагрузки. Однако, как показывает практика, не всегда мы имеем такую закономерность. В условиях постоянно изменяющейся дорожной обстановки (укатанный щебень, гололеда, укатанный снег) может происходить ухудшение проходимости. Первая проблема заключается в том, что эти факторы провоцируют срыв сцепления, который необходимо ликвидировать. Вторая проблема: как отличить буксование от поворота. Ведь поворот не является частным случаем буксования. Существует несколько вариантов решения поставленной задачи, некоторые из них будут рассмотрены ниже.

Одним из основных параметров является маневренность автопоезда. Применительно к объекту исследования маневренность – это способность автопоезда быстро реагировать на повороты рулевого колеса, выполнять поворот на минимальной площади.

При увеличении количества звеньев автопоезда ухудшается его маневренность, поэтому при проектировании автопоездов необходимо определять границу их использования по маневренности. Эта задача не может быть решена без анализа условий эксплуатации и выявления требуемого уровня маневренности конкретного автопоезда в конкретных условиях эксплуатации.

Хорошая маневренность автопоезда выражается в возможности его вписывания во все встречающиеся на маршрутах движения повороты и маневрировать (совершать повороты и в случае необходимости двигаться задним ходом) в пунктах погрузки и разгрузки.

Эксплуатационные свойства включают девять показателей маневренности, шесть из которых являются кинематическими, а три – динамическими. Среди них нормированным является только минимальный радиус поворота автопоезда [8].

Таким образом, для определения степени приспособленности конкретного трехзвеного автопоезда к конкретным условиям экс-

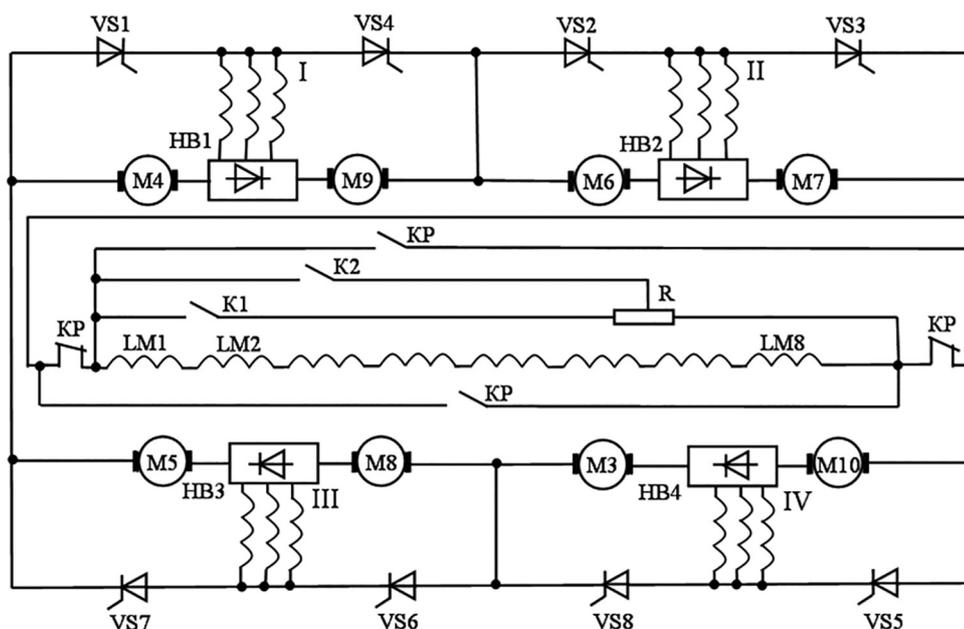


Рис. 2. Схема силовой цепи электропривода

Fig. 2. Electric drive power circuit diagram

плуатации по маневренности необходимо изучить предполагаемые маршруты движения, рассчитать или экспериментально определить значения показателей маневренности и путем сопоставления с требуемыми значениями, установленными из анализа реальных маршрутов, судить о соответствии достигнутого уровня маневренности требуемому.

В случае несоответствия этих уровней должны быть разработаны мероприятия или рекомендации, при реализации которых это несоответствие устраняется. При проектировании новых трехзвенных автопоездов эти рекомендации и мероприятия должны учитываться заранее.

Вполне очевидно, что возможными условиями эксплуатации, которые могут считаться наиболее тяжелыми по маневренности для автопоездов, являются городские условия эксплуатации.

Динамическое взаимодействие звеньев автопоезда является одним из основных параметров для исследования. Связь между звеньями автопоезда осуществляется с помощью сцепных устройств, к которым приложены силы взаимодействия, обусловленные относительными продольными и поперечными перемещениями звеньев, главным образом в горизонтальной плоскости. Поперечные горизонтальные относительные перемещения звеньев чаще всего являются нестесненными и практически не оказывают влияния на износ и деформацию деталей сцепных устройств. Прочность последних регламентируется преимущественно продольными горизонтальными относительными перемещениями.

Динамическое взаимодействие проявляется наиболее отчетливо на неустановившихся режимах движения автопоездов, на дорогах с ровным покрытием. На этих режимах целесообразно в первую очередь учитывать только свободные продольные колебания звеньев; влияние же нерегулярного профиля пути оценивается дополнительно при анализе вынужденных колебаний, который требует привлечения экспериментальных данных, обобщенных методами математической статистики.

Наиболее неблагоприятными с точки зрения нагрузок на детали сцепного устройства являются режимы движения автопоездов с резким приложением к их движителям тяговых или тормозных сил. На таких режимах движения возникают значительные нагрузки,

вызванные свободными продольными колебаниями звеньев, способные привести к опасным последствиям.

Неустановившиеся режимы представляют собой, таким образом, первоочередной интерес для прочностного расчета сцепных устройств.

Наиболее характерным с точки зрения динамического взаимодействия является режим торможения. Для режима трогания автопоезда будут справедливы те же зависимости, что и для торможения, если знаки у тормозных сил заменить на обратные.

Кинематика прямолинейного движения автопоезда может дать важную информацию о динамике возникновения и характере протекания рассматриваемых явлений. В связи с этим, введем понятие габаритной полосы движения автопоезда (ГПД), понимая под этим площадь опорной поверхности (дороги, местности, проезда), ограниченную проекциями на нее траекторий крайних выступающих габаритных точек звеньев автопоезда. Зная форму габаритной полосы движения и ее основные размеры, можно достаточно точно характеризовать, оценивать, сопоставлять и рассчитывать маневренные свойства различных типов автопоездов.

Существует множество траекторий для оценки движения автопоезда. Однако из всех траекторий автопоезда одна является основной, определяющей характер его движения и целиком зависящей от воли водителя, управляющего автопоездом, сообразуясь с обстановкой на дороге.

Основной траекторией автопоезда называем траекторию середины ведущего моста двухосного тягача нормальной компоновки. Точка касания основной траектории к продольной оси трехосного тягача находится посередине между ведущими мостами задней тележки, а у двухосного тягача со всеми управляемыми колесами – посередине базы.

Основная траектория состоит из отрезков кривых и прямых линий, сочетание которых зависит от типа поворота. Следует различать три таких типичных поворота:

– поворот на угол  $90^\circ$  (прямоугольный поворот) и близкие к нему повороты на углы  $80-85^\circ$  и  $95-100^\circ$ ;

– разворот на угол  $180^\circ$  (движение в обратном направлении) и близкие к нему развороты примерно на углы  $160-200^\circ$ ;

– переставка или смена полосы движения, совершающаяся также при объезде, обгоне,

отъезде от стенки здания или погрузочной платформы. Первые два типа поворота относятся к односторонним, а третий к двухсторонним поворотам.

Угол поворота любой колесной опоры, закрепленной на каждом из элементарных модулей рассчитывается с помощью модульного контроллера по формуле вида [3]:

$$\varphi_{ij}^k = \arctg\left(\frac{L_n}{R \pm B_{ij}^k}\right), \quad (1)$$

где  $L_n$  – координата полюса поворота,  $R$  – радиус поворота, – координаты его поворотных опор по ширине,  $k$  – наименование (номер) элементарного модуля;  $i$  – номер опоры левого ряда элементарного модуля;  $j$  – номер опоры правого ряда элементарного модуля.

Величина задает положение точки  $Q$  на продольной оси транспортера. Относительно этой точки оператор задает радиус поворота транспортера  $R$  путем поворота опор на углы  $\varphi_{ij}^k$ , которые являются управляемыми параметрами.

Рассчитанный по формуле (1) на модульном контроллере  $\varphi_{ij}^k$  подается на каждый контроллер [9] опоры в качестве задающего воздействия.

При прямолинейном движении автопоезда предполагается допущение о том, что оно устойчиво, т.е. нет виляний прицепа, а также что траектории всех его точек параллельны. В то же время траектории однородных точек, лежащих на одной продольной оси (например, середины всех ходовых осей), полностью совпадают, т.е. накладываются друг на друга.

При этом форма габаритной полосы движения весьма проста – прямолинейная полоса по-

стоянной ширины. Схема автопоезда представлена на рис. 3.

Автопоезд должен иметь возможность существенно изменять направление движения на ограниченном участке пути. Это необходимо при маневрировании в местах погрузки и разгрузки на небольшой площади, на городских маршрутах, характеризующихся большим количеством поворотов на  $90^\circ$  [10].

Криволинейное движение автопоезда возникает при повороте управляемых колес его ведущего элемента. Траектория движения автомобиля (седельного тягача) начинает искривляться под влиянием боковых реакций дороги на повернутые передние управляемые колеса.

С точки зрения проезда криволинейных участков дороги, автопоезда могут быть разделены на два основных типа. Первый – автопоезд в составе седельного тягача и полуприцепа с неуправляемой тележкой. В отличие от серийно выпускаемых автомобильной промышленностью полуприцепов, база которых не превышает 1,5 длины базы седельного тягача, специализированные полуприцепы, работающие в строительных организациях, имеют базу, которая превышает длину базы седельного тягача в 2–2,5 раза. Второй – автопоезд в составе седельного тягача и полуприцепа с управляемой тележкой, где угол поворота колес тележки относительно продольной оси полуприцепа в процессе прохождения криволинейных участков пути меняется пропорционально углу между продольными осями седельного тягача и полуприцепа.

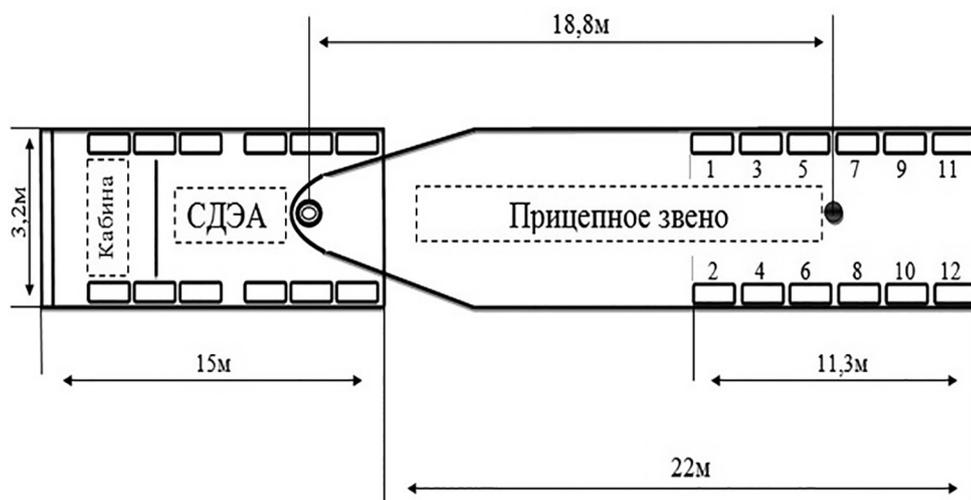


Рис. 3. Схема автопоезда

Fig. 3. Road train scheme

По такой схеме осуществляется поворот тележки полуприцепов с тросовой и гидрообъемными системами управления поворотом. Характер прямолинейного движения, а следовательно, и форма полосы движения этих типов автопоездов совершенно различны. Поэтому принципиально отличаются и приемы их вождения на криволинейных участках пути.

Основная сложность криволинейного движения автопоездов первого типа заключается в смещении траектории движения тележки в сторону поворота автопоездов, вследствие чего происходит уширение полосы его движения. В образовании этой полосы в общем случае могут участвовать оба звена автопоезда, а также перевозимый груз. Пока автопоезд идет прямолинейно, ширина полосы определяется его габаритными размерами (для простоты мы не рассматриваем динамический коридор автопоезда). При прохождении криволинейных участков пути наружную составляющую его полосы движения описывает крыло внешнего колеса тягача, а внутреннюю – крайние габаритные точки тележки или рамы полуприцепа. Ее ширина и форма зависят от ряда факторов: от длины базы тягача и полуприцепа, величины смещения опорно-цепного устройства относительно заднего моста тягача, радиуса поворота, угла между начальным и конечным направлениями угловой скорости поворота управляемых колес тягача и скорости автопоезда на повороте.

Из числа названных факторов решающее влияние на образование полосы движения ав-

топоезда на закруглениях оказывают длина базы полуприцепа, радиус поворота и угол между начальными и конечными направлениями движения. Полоса на закруглении уширяется с увеличением длины базы полуприцепа и угла между начальными и конечными направлениями пути и уменьшается с увеличением радиуса поворота.

Основная закономерность криволинейного движения автопоездов второго типа – это смещение траектории движения тележки полуприцепа во внешнюю относительно траектории движения седельного тягача сторону на входе в поворот и смещение ее на внутреннюю сторону на выходе из поворота.

Величина внутреннего и наружного смещения зависит от тех же параметров, что и в предыдущем случае и, кроме того, от передаточного отношения привода управления. Однако решающее значение имеют длина базы полуприцепа и радиус поворота. Как наружное, так и внутреннее смещение увеличивается с увеличением радиуса поворота. Наибольшая ширина полосы движения такого типа автопоезда в общем случае может быть либо в середине закругления, либо в тех его местах, где величина наружного и внутреннего смещения достигает максимального значения. Схема кругового движения автопоезда показана на рис. 4.

#### **Исследование параметров тягового электропривода**

Основной задачей является исследование путей повышения эффективности электро-

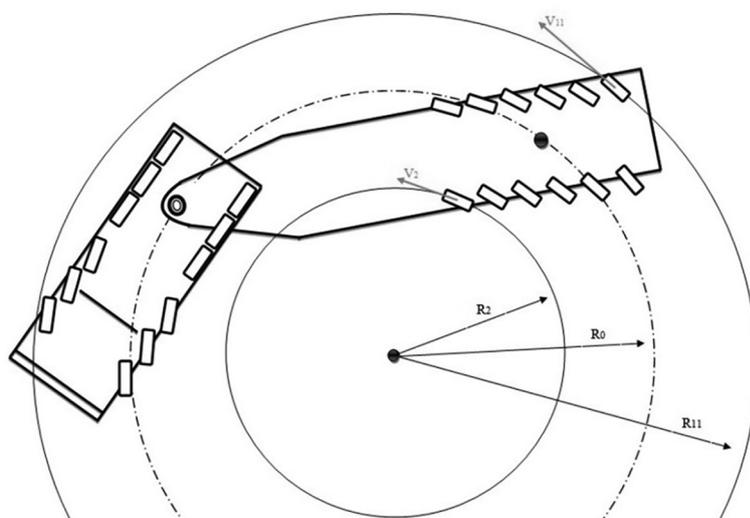


Рис. 4. Схема кругового движения автопоезда

Fig. 4. Circular road train scheme

привода на повороте автопоезда. Необходимо произвести выбор схемы подключения ТЭП. Что бы остановиться на конкретной схеме нужно рассмотреть с каких с каких позиции эту оптимизацию проводить. На повороте в многодвигательном приводе встречается разброс токов, это вызывает разброс сил тяги по колесам, разброс потерь.

Этот разброс может быть разным, он приводит к тому, что на внутреннем борту растет сила тяги и эта сила тяги препятствует повороту автопоезда, что влечет за собой износ шин. Совершенно ясно, что отклонение токов вызывает изменение потерь в электродвигателях.

Целью данной работы является поиск, во-первых, рационального распределения токов, делать это с позиции трех факторов по потерям, по силам, которые действуют по колесам (внешний внутренний борт) и потерям в шинах. Если мы имеем равное распределение токов, износ будет меньше и это будет более выгодный вариант. Для правильной оценки и выбора схемы необходимо произвести исследование поворота ТС, какие получаются токи, насколько велик разброс токов и как это сказывается на КПД.

Рассматривался поворот ТС. При условии, что выполняется всасываемость. Каждое колесо вращается со своей скоростью. Варианты распределения нагрузок. Для этих вариантов разработана методика и алгоритмы расчета потерь и КПД. Для примера на рис. 5 представлен алгоритм расчета при равенстве токов.

В соответствии с этой методикой были проведены расчеты при различных скоростях на радиусах поворота до 25 м. КПД значительно возрастает при увеличении скорости при равенстве токов и мощностей (рис. 6).

В таблице 1 представлены результаты расчетов КПД как при равенстве токов, так и при равенстве мощностей ТЭД.

### Заключение

Проведен анализ областей применения, а также основных параметров большегрузных автопоездов. Выбрана схема силовой цепи электропривода. Проведено исследование параметров тягового электропривода.

Определены перспективы и области применения многозвенных автопоездов.

Для повышения топливной экономичности и технико-экономических показателей целесообразны следующие мероприятия:

- применение турбонаддува с промежуточным охлаждением воздуха;
- повышение давления впрыска топлива;
- оптимизация рабочего процесса двигателя путем применения четырехклапанных головок и электронных систем регулирования;
- применение шин с малыми гистерезисными потерями без ухудшения других свойств (тормозных, сцепных, устойчивости курсового движения);

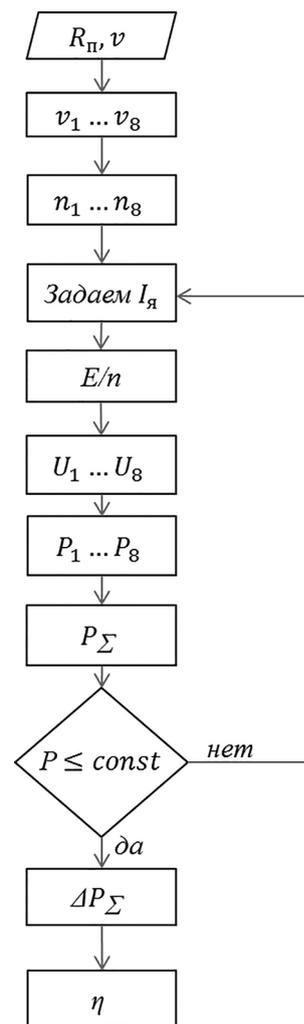


Рис. 5. Методика расчета КПД при равенстве токов ТЭД:

$R_{\pi}$  – радиус поворота;  $v$  – скорость автопоезда;  $I_{я}$  – ток якоря;  $v_i, n_i$  – частота вращения кожного колеса;  $E_i$  – ЭДС;  $U_i$  – напряжение;  $P_{\Sigma}$  – суммарная мощность;  $\Delta P_{\Sigma}$  – суммарные потери;  $\eta$  – КПД

Fig. 5. Methodology for calculating the efficiency with equal traction currents:  $R_{\pi}$  – turning radius;  $v$  – velocity of the road train;  $I_{я}$  – armature current;  $v_i, n_i$  – rotation frequency of the skin wheel;  $E_i$  – electromotive force;  $U_i$  – voltage;  $P_{\Sigma}$  – total power;  $\Delta P_{\Sigma}$  – total losses;  $\eta$  – efficiency

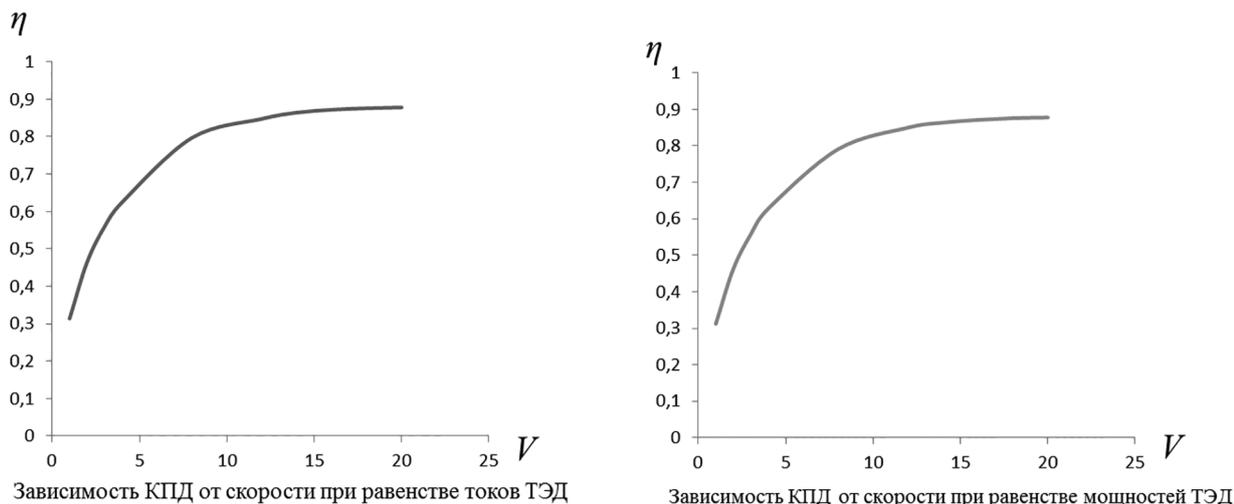


Рис. 6. Зависимости КПД

Fig. 6. Efficiency dependencies

Таблица 1

Расчет КПД при  $V = 10$  км/ч,  $R_n = 25$  м,  $N_e = 650$  л.с.

Table 1. Efficiency calculation at  $V = 10$  km/h,  $R_n = 25$  m,  $N_e = 650$  HP

Условие управления	Диапазон частот вращения ТЭД $n$ [об/мин]	Диапазон токов $I_n$ [А]	Диапазон суммарных потерь $\Delta P_{\Sigma}$ [Вт]	Диапазон КПД $\eta$ [%]
Равенство токов ТЭД	8,95–10,62	182	7163–7440	83,4–84,9
Равенство мощностей ТЭД	8,95–10,62	174–192	6909–7826	80,5–82,9
Равенство напряжений ТЭД	8,95–10,62	150–221	5399–9877	79,7–83,3

– установка обтекаемых кабин и дополнительных устройств, снижающих аэродинамическое сопротивление кабины и полуприцепа;

– использование в двигателе и агрегатах трансмиссии смазочных материалов с уменьшенной вязкостью и другие.

Данные мероприятия позволяют уменьшить потери в трансмиссии и ходовой части, улучшить аэродинамические свойства автопоезда и снизить расход топлива на 10–15 %.

### Литература

1. Tatievskiy D. Realization of reverse motion of the model of a semitrailer road train. Eureka: Physics and Engineering. 2018. № 3. С. 59–66.
2. Corbo P., Corcione F.E., Migliardini F., Veneri O. Experimental study of a fuel cell power train for road transport application. Journal of Power Sources. 2005. Т. 145. № 2. С. 610–619.
3. Saikin A.M., Evgrafov V.V., Shagurin A.L., Maslov K.V., Novozhilov A.A. Issues and possible approaches to development of intelligent transport systems for the arctic zone of Russia. International

Journal of Civil Engineering and Technology. 2018. Т. 9. № 9. С. 2046–2055.

4. Ling L., Guan Q., Dhanasekar M., Thambiratnam D.P. Dynamic simulation of train-truck collision at level crossing. Vehicle System Dynamics. 2017. Т. 55. № 1. С. 1–22.
5. Usinin U., Grigoryev M., Shishkov A., Belousov E., Zhuravlev A.M., Bychkov A., Sychev D., Gladyshev S. The traction: electric drive of the active trailer for pipe transportation. SAE Technical Papers. 2015. Т. 2015-September.
6. McNicol B.D., Rand D.A.J., Williams K.R. Fuel cells for road transportation purposes – yes or no? Journal of Power Sources. 2001. Т. 100. № 1–2. С. 47–59.
7. S.M. Zuev, A.M. Fironov, D.O. Varlamov, V.V. Kuksa. The search of new diagnosing and predicting methods to the thermomechanical and strength characteristics of the component base of control systems for unmanned vehicles of the “smart city” based on 5G technologies. Journal of Physics: Conference Series, 1347 (2019), 012122, XV International Russian-Chinese Symposium Advanced.

8. Pudovikov O.E., Tun A.Z. A system of automatic control of motion speed of a city transport system electric train. *Russian Electrical Engineering*. 2016. T. 87. № 9. С. 536–540.
9. R.A. Maleev, S.M. Zuev, A.M. Fironov, N.A. Volchkov, A.A. Skvortsov. The starting processes of a car engine using capacitive energy storages. *Periodico Tche Quimica*, 2019, vol.16, № 33, p. 877–888. Index Scopus.
10. Ling L., Dhanasekar M., Thambiratnam D.P. Frontal collision of trains onto obliquely stuck road trucks at level crossing: derailment mechanisms and simulation. *International Journal of Impact Engineering*. 2017. T. 100. C. 154–165.

### **Reference**

1. Tatievskiy D. Realization of reverse motion of the model of a semitrailer road train. *Eureka: Physics and Engineering*. 2018. No 3, pp. 59–66.
2. Corbo P., Corcione F.E., Migliardini F., Veneri O. Experimental study of a fuel cell power train for road transport application. *Journal of Power Sources*. 2005. Vol. 145. No 2, pp. 610–619.
3. Saikin A.M., Evgrafov V.V., Shagurin A.L., Maslov K.V., Novozhilov A.A. Issues and possible approaches to development of intelligent transport systems for the arctic zone of Russia. *International Journal of Civil Engineering and Technology*. 2018. Vol. 9. No 9, pp. 2046–2055.
4. Ling L., Guan Q., Dhanasekar M., Thambiratnam D.P. Dynamic simulation of train-truck collision at level crossing. *Vehicle System Dynamics*. 2017. Vol. 55. No 1, pp. 1–22.
5. Usinin U., Grigoryev M., Shishkov A., Belousov E., Zhuravlev A.M., Bychkov A., Sychev D., Gladyshev S. The traction: electric drive of the active trailer for pipe transportation. *SAE Technical Papers*. 2015. T. 2015-September.
6. McNicol B.D., Rand D.A.J., Williams K.R. Fuel cells for road transportation purposes – yes or no? *Journal of Power Sources*. 2001. Vol. 100. No 1–2, pp. 47–59.
7. S.M. Zuev, A.M. Fironov, D.O. Varlamov, V.V. Kuksa. The search of new diagnosing and predicting methods to the thermomechanical and strength characteristics of the component base of control systems for unmanned vehicles of the “smart city” based on 5G technologies. *Journal of Physics: Conference Series*, 1347 (2019), 012122, XV International Russian-Chinese Symposium Advanced
8. Pudovikov O.E., Tun A.Z. A system of automatic control of motion speed of a city transport system electric train. *Russian Electrical Engineering*. 2016. Vol. 87. No 9, pp. 536–540.
9. R.A. Maleev, S.M. Zuev, A.M. Fironov, N.A. Volchkov, A.A. Skvortsov. The starting processes of a car engine using capacitive energy storages. *Periodico Tche Quimica*, 2019, Vol.16, No 33, pp. 877–888. Index Scopus.
10. Ling L., Dhanasekar M., Thambiratnam D.P. Frontal collision of trains onto obliquely stuck road trucks at level crossing: derailment mechanisms and simulation. *International Journal of Impact Engineering*. 2017. Vol. 100, pp. 154–165.

## STUDY OF THE COMBINED DRIVE OF THE ROAD TRAIN

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>, **P.S. Shirokov**<sup>1</sup>,  
PhD in Engineering **D.R. Yakhutl'**<sup>2</sup>

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

<sup>2</sup>Research and Experimental Institute of Automotive Electronics and Electrical Equipment, Moscow, Russia

eoqe@mospolytech.ru

*This article describes purpose, areas of application and main parameters of heavy road trains for the transportation of special and general cargo. Heavy-duty road trains with drive wheels of trailed links are considered. The advantages of using heavy-duty road trains in comparison with single trucks are shown. Additional energy sources for a standard engine (diesel or gas turbine engine for driving a three-phase generator), designed to overcome steep ascents and difficult road sections, are considered. The analysis of the turn of the road train is carried out. The advantages of ring and parallel circuit with individual control are shown. The analysis of the traction forces on the wheels and the spread of losses when turning the road train in a multi-engine drive are made. The traction and dynamic properties of road trains are presented. They characterize the limiting power and kinematic capabilities of road trains in various modes of movement.*

*A search for a rational distribution of currents depending on the forces acting on the wheels and losses in the tires was made.*

*The study of the turning of the vehicle was carried out. The values of currents, the magnitude of the spread of currents and their influence on the efficiency were calculated. The economic characteristics of road trains were determined.*

*A methodology and algorithms for calculating losses and efficiency were developed. An algorithm for calculating at equal currents is presented. Calculations of the efficiency at various speeds and turning radii when the road train is moving are carried out. The analysis of the efficiency at the equality of currents and powers when the speed of movement is changed was made.*

*Various design and technological measures are proposed to improve the technical characteristics of the road train.*

**Keywords:** road train, thermoelectric drive, large-sized heavy object, modular conveyor, cargo platform, control system, maneuverability, controllability, controller, support swing angle, steering program, setting action, misalignment.

**Cite as:** Zuyev S.M., Maleyev R.A., Shmatkov YU.M., Shirokov P.S., Yakhutl' D.R. Study of the combined drive of the road train. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 26–35 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-26-35.

# ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ИЗОЛЯЦИИ ВЫСОКОВОЛЬТНОЙ ЭЛЕКТРОСЕТИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ

Малышев А.Н.<sup>1</sup>, Груненков Е.А.<sup>1</sup>, к.т.н. Дебелов В.В.<sup>1,2</sup>, Мизин М.Д.<sup>1</sup>, д.т.н. Козловский В.Н.<sup>3</sup>

<sup>1</sup>ГНЦ РФ ФГУП НАМИ, Москва, Россия

<sup>2</sup>Московский политехнический университет, Москва, Россия

<sup>3</sup>ФГБОУ ВО «СамГТУ», Самара, Россия

andrey.malyshev@nami.ru, vladimir.debelov@nami.ru

В работе представлены результаты математического и имитационного моделирования, а также расчетно-экспериментальные зависимости, позволяющие оценить работу системы контроля сопротивления изоляции высоковольтной электросети гибридного автомобиля. В работе также приводятся схемы измерения сопротивления изоляции, математическая модель в среде MATLAB Simulink, особенности работы программно-аппаратного имитационного комплекса. Целью работы является получение наиболее достоверной математической и физической модели сопротивления изоляции, определение архитектуры батареи высокого напряжения с входящей в ее состав системой IRM, выявление ключевых функций и характеристик системы IRM, апробация системы имитационного моделирования. Во введении обоснована важность системы IRM и приводятся ссылки на стандарты, регламентирующие требования к измерению и определению неисправности электросети. Представлена структурная схема системы управления батареей высокого напряжения, описан состав ее основных элементов. Рассматриваются функции и ключевые характеристики системы IRM, приводятся типовые характеристики систем контроля изоляции. Наглядно рассмотрена принципиальная схема определения сопротивления изоляции проводников и электрической цепи. Представлена схема замещения дифференциального усилителя постоянного тока с однополярным питанием, который используется для усиления малых дифференциальных напряжений на шунте при изменении больших синфазных напряжений, входящего в состав измерительной цепи. Выполнено математическое и имитационное моделирование для оценки метода расчета сопротивления изоляции по известной схеме, которая используется при измерении по методу трех вольтметров. Рассмотрен режим проверки исправности системы контроля изоляции, в котором выполняется несколько тестовых процедур, содержащих имитационное моделирование неисправного и исправного состояния изоляции, путем подключения и измерения тестового сопротивления. Получены результаты физического имитационного моделирования системы IRM и измерения сопротивления изоляции, напряжения между каждым из питающих проводов высокого напряжения и корпусом аккумуляторной батареи высокого напряжения, напряжение между проводами, напряжение аккумуляторной батареи, вычислено фактическое сопротивление изоляции. В выводах объясняется эффективность физического и имитационного моделирования, получение достоверной математической модели и низкая погрешность моделирования характеристики изоляции.

**Ключевые слова:** система электропитания, сопротивление изоляции, программно-аппаратный комплекс, гибридная силовая установка.

**Для цитирования:** Малышев А.Н., Груненков Е.А., Дебелов В.В., Мизин М.Д., Козловский В.Н. Имитационное моделирование системы контроля изоляции высоковольтной электросети транспортного средства с гибридной силовой установкой // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 36–50. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-36-50.

## **Введение**

Напряжение аккумуляторных батарей у гибридных автомобилей и электромобилей значительно превышает значение напряжения безопасного для человеческого организма, при этом разность потенциалов некоторых аккумуляторных батарей достигает 800 В. В процессе эксплуатации характеристики изоляционных материалов токоведущих шин ухудшаются. Различные факторы, такие как влажность, температура, инородные частицы, механическая деформация при изгибах могут снижать сопротивление изоляции между кабелями электропитания и шасси автомобиля. Снижение сопротивления создает цепь утечки тока, когда положительная или отрицательная шина имеет электрический контакт с шасси через изоляционный слой, что увеличивает его электрический потенциал и влияет на работу контроллера двигателя, бортовой электроники и безопасность пассажиров [11].

При ухудшении характеристик изоляции в нескольких точках между высоковольтной шиной и шасси происходит накопление тепловой энергии и разогрев конструктивных элементов и деталей автомобиля, которые при накоплении избыточной энергии могут вызвать возгорание.

Для обеспечения безопасной эксплуатации современных транспортных средств создаются устройства для оперативного мониторинга сопротивления изоляции между высоковольтной бортовой сетью электропитания и шасси для его отслеживания в режиме реального времени и в соответствии с автомобильными стандартами разработки ISO 26262 [1].

Система контроля изоляции *IRM* (*Insulation Resistance Module*) служит для измерения напряжения и сопротивления изоляции между выходами аккумуляторной батареи высокого напряжения и корпусом автомобиля. *IRM* измеряет напряжение между каждым из высоковольтных проводов перед главными контакторами электросети и корпусом батареи, а также между высоковольтными проводами и вычисляет сопротивление изоляции. Система *IRM* также используется для измерения напряжения в электросети высокого напряжения за главными контакторами. В случае понижения сопротивления изоляции система *IRM* информирует об этом систему управления аккумуляторной батареи высокого напряжения

(*BMS*). Система *IRM* должна соответствовать ISO 6469-3, ISO 6469-1 [2,3]. Для высоковольтных батарей мониторинг состояния элементов питания является обязательным и покрывается требованиями *ASIL C* в соответствии с ISO 26262 из-за высокой опасности повреждения и нанесения вреда человеку.

Для разработки системы мониторинга состояния изоляции токоведущих шин, построения физической модели сопротивления электросети в различных условиях эксплуатации электромашины, аккумуляторной батареи высокого напряжения и других компонентов электросети, необходимо промоделировать наиболее распространенные схемные и технические решения с целью выбора оптимальной концепции физической модели системы контроля изоляции высоковольтной электросети гибридной силовой установки, а также моделирования режимов работы и отказов электросети. Создание физической модели необходимо для оценки функционала, характеристик и требований к системе контроля сопротивления изоляции.

Целью работы является определение типовой архитектуры высоковольтной аккумуляторной батареи, определение основных функций системы контроля изоляции, исследование цепи измерения изоляции, апробация метода обнаружения исправности изоляции в электросети, математическое и физическое моделирование работы системы контроля изоляции, определения основных свойств, которые следует учитывать при создании физической модели программно-аппаратного комплекса для проведения математического имитационного моделирования.

## **Архитектура высоковольтной аккумуляторной батареи**

Высоковольтная аккумуляторная батарея – это сложный электротехнический комплекс, включающий в себя совокупность различных систем и компонентов. Высоковольтная батарея состоит из системы управления аккумуляторной батареей (*BMS*), блоков контроля и балансировки батареи (БКБ), защитного предохранителя высокого напряжения (ЗПВН), датчика тока высокого напряжения (ДТВН), резистора предзаряда (РПЗ), цепи управления предзарядом (ЦПЗ), контакторов высокого напряжения (КВН), разъема высокого напряжения (РВН), системы контроля сопротивления

изоляции (IRM), устройства температурного регулирования (УТР), аккумуляторных ячеек, датчика температуры, системы термостатирования аккумуляторной батареи [13, 14, 15].

Система управления батареями (BMS) выполняет функции контроля и управления состоянием аккумулятора высокого напряжения. В функции BMS входит – обеспечение безопасной эксплуатации аккумулятора, получение характеристик аккумуляторной батареи, балансировка аккумуляторных ячеек, управление процессом заряда и разряда, хранением и термостатированием, диагностикой неисправностей и управление контакторами.

На рис. 1 обозначено: BMS – модуль управления аккумуляторной батареей, БКБ – блок контроля и балансировки батареи, ЗПВН – защитный предохранитель высокого напряжения, ДТВН – датчик тока высокого напряжения, РПЗ – резистор предзаряда, ЦПЗ – цепь управления предзарядом, КВН – контактор высокого напряжения, РВН – разъем высокого напряжения, IRM – система контроля сопротивления изоляции, УТР – устройство температурного регулирования.

Система BMS функционально разделена: по уровню критичности для безопасности, по системным функциям, по функциям транспортного средства, по коммуникационным особенностям отдельно взятых модулей. Архитектура высоковольтной батареи иерархиче-

ская. Функциональная разбивка системы IRM по системным функциям выполняется для ее безопасности. Для обеспечения гальванической развязки, и с целью защиты от короткого замыкания электросети высокого и низкого напряжения между собой, подключение системы IRM осуществляется разъемами, которые поделены на разъемы высокого и разъемы низкого напряжения и изолированы друг от друга.

Система IRM является составной частью BMS и может быть выполнена как в виде отдельного модуля (рис. 2), так и располагаться на плате контроллера BMS [12]. Ввиду того, что контроллер BMS управляет цепью предзаряда и включением силовых контакторов, то иногда его объединяют с платой контроля сопротивления изоляции IRM. Контроллер BMS является мастером в системе батареи высокого напряжения и управляет термоста-

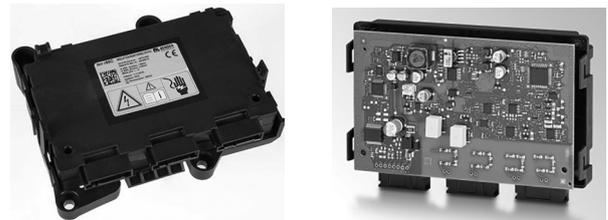


Рис. 2. Внешний вид электронного блока контроля изоляции ф.Hella

Fig. 2. External view of Hella electronic insulation control unit

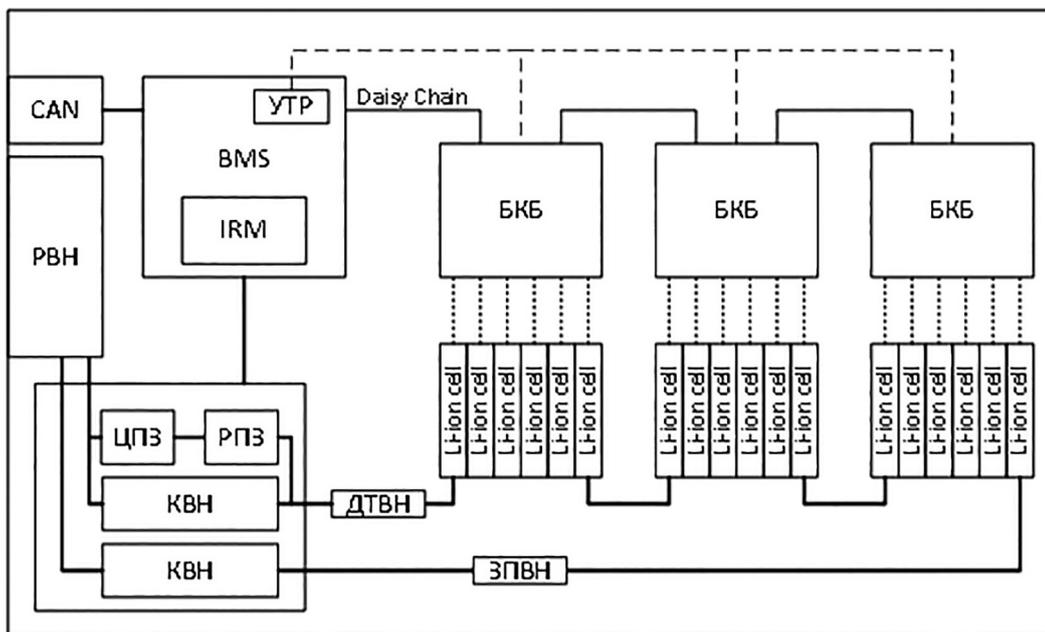


Рис. 1. Структура системы управления батареями высокого напряжения

Fig. 1. Structure of the high voltage battery control system

тированием, зарядом, балансировкой и мониторингом аккумуляторных ячеек, управляет силовыми контакторами, измеряет ток и напряжение, выполняет диагностику и управляет защитными функциями.

### **Основные функции и ключевые характеристики системы IRM**

Система контроля изоляции должна измерять сопротивление изоляции сети электропитания, включая симметричные и асимметричные снижения сопротивления изоляции, и подавать тревожный сигнал, если сопротивление изоляции между токоведущим проводом и землей падает ниже заданного уровня. Симметричное снижение сопротивления изоляции происходит, если сопротивление изоляции всех проводников в контролируемой системе понижается примерно одинаково. Асимметричное снижение сопротивления изоляции происходит, если сопротивление изоляции одного проводника значительно снижается по сравнению другим проводником. Применение комбинированных методов контроля изоляции

оказывается более эффективным при контроле асимметрии и коротких замыканий. Наиболее распространенные значения характеристик систем IRM представлены в таблице 1.

Основными функциями системы контроля изоляции электросети являются:

- контроль изоляции на постоянном и переменном токе и напряжении от 0 В до 600 В;
- питание всех внутренних схем стабилизированным напряжением;
- непрерывное измерение сопротивления изоляции от 0 Ом до 50 МОм;
- время измерения  $\leq 20$  с при измерении сопротивления изоляции с использованием импульса постоянного тока (DCP);
- автоматическая адаптация к утечке емкости в системе ( $\leq 1$  мкФ);
- обнаружение коротких замыканий на землю и отсутствие заземления;
- измерение напряжения до и после контакторов аккумуляторной батареи;
- обеспечение стабильной работы устройства при:
  - нестабильной сети высокого напряжения;

Таблица 1

#### Типовые характеристики IRM в электросети постоянного тока

Table 1. Typical IRM characteristics on a DC power network

Параметр	Характеристика
Время срабатывания	$t_{cp} \leq 10$ с
Измерительный ток	$\leq 10$ мА при $R_F = 0$
Допустимое номинальное напряжение	$\leq 1,15 \cdot U_{ном}$
Относительная погрешность, выраженная в процентах	+/-15 % от установленного значения срабатывания $R_{cp}$
Климатические условия окружающей среды	Эксплуатация: класс 3К5 (IEC 60721-3-3) от -5 °С до +45 °С [4] Транспортировка: класс 2К3 (IEC 60721-3-2) от -25 °С до +70 °С Хранение: класс 1К4 (IEC 60721-3-2) от -25 °С до +55 °С [5]
Потребление тока	$I < 150$ мА при включенном зажигании и $I < 150$ мкА в режиме пониженного энергопотребления и режиме ожидания
Точность измерения сопротивления	+0/-30 % в диапазоне измерения от 50 кОм до 10 МОм
Точность измерения напряжения	+/-10 % при UHV > 100 В +/-5 % при UHV > 200 В
Температурный режим работы	-40 °С до +85 °С
Соответствие стандартам	IEC 61557-8 [6] и ISO 6469-3
Отслеживание сопротивления	В соответствии с ICE 60664-1 [7] и ICE 60664-3 [8] измерения сопротивления должны производиться при напряжении до 1000 В и импульсах до 6 кВ
Защита от высокого напряжения	3 кВ в соответствии со стандартом ISO 6469-3
Сопротивление изоляции минимальное	100 Ом/В

- отключенной сети высокого напряжения;
- симметричном или асимметричном повреждении изоляции;
- неисправности между линиями высокого напряжения и бортовым низким напряжением;
- обеспечение гальванической развязки всех цепей высокого напряжения;
- коммуникация через интерфейсы CAN/LIN с BMS и зарядным устройством;
- выявление неисправностей и отклонения от номинальных режимов работы;
- самодиагностика и выявление неисправностей измерительных цепей.

### Схема измерения сопротивления изоляции

Принципиальная схема измерения сопротивления изоляции проводников в электрической цепи показана на рис. 3.

+Power и -Power являются положительной и отрицательной шиной электропитания, соединенными с выходными клеммами высоковольтной аккумуляторной батареи перед силовыми контакторами. Заземление, изображенное на схеме, имеет непосредственное со-

единение с корпусом аккумуляторной батареи высокого напряжения. Микросхемы DA1 и DA2 служат для усиления синфазного напряжения с коэффициентом усиления 3 В/В. Каждая из микросхем DA1 и DA2 усиливает в 3 раза падение напряжения на резисторах R79 и R81. Усиленное напряжение с вывода OUT микросхемы передается на вход ADC микроконтроллера, который производит его измерение. Сопротивления R1, R2, R3 и R4 имеют номинал 250 кОм и мощность 1 Вт, R5 и R6 – номинал 500 Ом той же мощности. Резисторы, используемые для измерения, применяются с классом точности 1 %. Электронный ключ выполнен на основе оптического твердотельного реле DA0 с гальванической развязкой, которое может реализовать эффективную изоляцию ввода-вывода 5000 V (RMS) и управляется током порядка 50 мА. Благодаря наличию микросхемы DA0 происходит шунтирование резистора R1, что способствует реализации функции самодиагностики измерительной цепи. Процесс включения микросхемы DA0 кратковременный и по длительности импульса не превышает 500 мс в интервале времени 30 с.

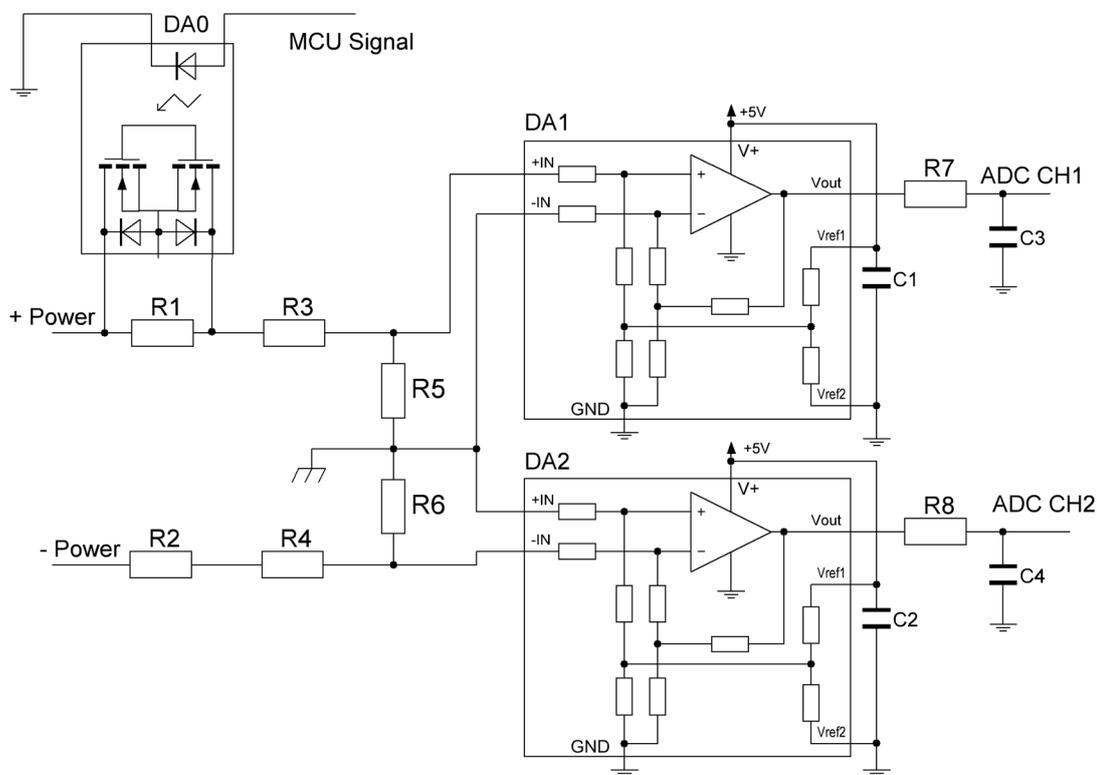


Рис. 3. Схема измерения сопротивления изоляции

Fig. 3. Insulation resistance measurement circuit

### Усилитель дифференциального напряжения

Схема измерения сопротивления использует усилитель дифференциального напряжения. На рис. 4 представлена схема дифференциального усилителя постоянного тока с однополярным питанием, который используется для усиления малых дифференциальных напряжений на шунте при изменении больших синфазных напряжений. Диапазон рабочего входного синфазного напряжения у представленной схемы составляет от  $-4$  В до  $+65$  В, а напряжение питания составляет 5 В. Полоса пропускания такого усилителей около 3 МГц и задержка распространения сигнала от входа к выходу менее 150 нс. Операционный усилитель используется для измерения быстро увеличивающихся и уменьшающихся токов нагрузки. Диапазон рабочих температур операционного усилителя от  $-40$  °С до  $+125$  °С.

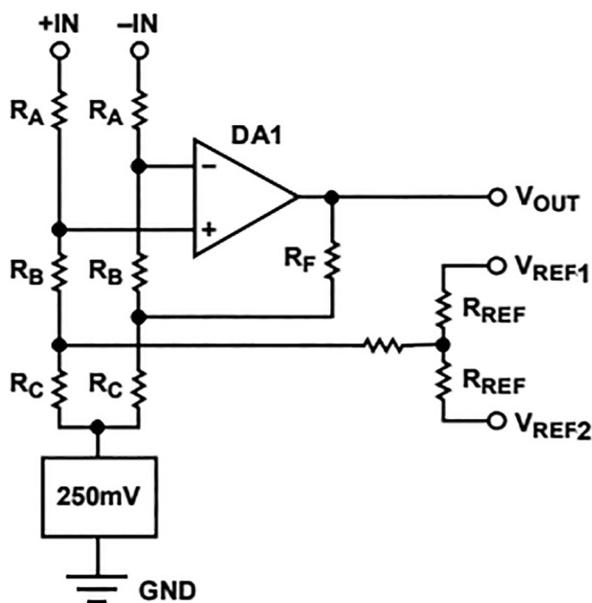


Рис. 4. Схема усилителя дифференциального напряжения

Fig. 4. Differential voltage amplifier circuit

Цепь усиления, дифференциального напряжения, состоит из усилителя (*DA1*), резистивной сборки, источника опорного напряжения, а также цепи смещения.

Набор входных делителей напряжения перед *DA1* состоит из группы резисторов  $R_A$ ,  $R_B$  и  $R_C$ , которые имеют общее последовательное сопротивление примерно  $200$  кОм  $\pm 20$  %. Эти резисторы предназначены для ослабления входного напряжения для соответствия

диапазону входного напряжения *DA1*. Эта симметричная резисторная схема ослабляет синфазный сигнал в соотношении 1/18. Входное напряжение усилителя *DA1* удерживается в пределах диапазона источника питания, даже если напряжение на входах  $IN_+$  и  $IN_-$  превышают напряжение питания или падают ниже нулевого потенциала. Опорное напряжение 250 мВ смещает делитель относительно нулевого потенциала, что позволяет усилителю работать в присутствии отрицательных синфазных напряжений. Цепь входных резисторов также ослабляет дифференциальные входные напряжения. Усилитель *DA1* имеет коэффициент усиления 54 В/В, чтобы обеспечить общее усиление системы 3 В/В.

$$Gain(V/V) = 1/18(V/V) \cdot 54(V/V) = 3(V/V).$$

Выходы *VREF1* и *VREF2* представленной электрической цепи связаны через резисторы с положительным входом *DA1* и используются для регулировки выходного смещения в диапазоне от 0,1 В до 4,9 В при питании операционного усилителя напряжением 5 В.

Резисторы  $R_A$ ,  $R_B$ ,  $R_C$  и  $R_F$  выбираются прецизионные. Коэффициент ослабления синфазного сигнала у представленной схемы превышает 80 дБ.

Напряжение  $V_+$  и  $V_-$  на входах дифференциального усилителя преобразуется в соответствии с формулой  $V_0 = A_d(V_+ - V_-)$  к выходному, где  $A_d$  – коэффициент усиления. Однако выходное напряжение реального дифференциального усилителя лучше описать как:

$$V_0 = A_d(V_+ - V_-) + \frac{1}{2}A_{cm}(V_+ + V_-),$$

где  $A_{cm}$  – коэффициент усиления синфазного сигнала, который обычно намного меньше коэффициента дифференциального усиления  $A_d$ .

Коэффициент ослабления синфазного сигнала определяется как отношение мощностей дифференциального усиления к синфазному усилению, измеренному в децибелах:

$$\begin{aligned} KOCC &= \left( \frac{A_d}{|A_{cm}|} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{A_d}{|A_{cm}|} \right)^2 \text{ dB} = \\ &= 20 \log_{10} \left( \frac{A_d}{|A_{cm}|} \right) \text{ dB}. \end{aligned}$$

Коэффициент дифференциального усиления должен превышать коэффициент синфазного усиления, чтобы КОСС был положитель-

ным числом больше единицы и чем больше это соотношение, тем эффективнее будет работать представленная схема.

Коэффициент ослабления синфазного сигнала – очень важная характеристика, поскольку она показывает, какая часть синфазного сигнала появится в вашем измерении. Значение коэффициента ослабления синфазного сигнала зависит от частоты сигнала и рассчитывается как функция от нее.

### Математическое моделирование работы системы IRM

Выполнено математическое и имитационное моделирование электрической цепи измерения сопротивления изоляции для оценки выбранного метода расчета сопротивления изоляции, которая используется при измерении сопротивления изоляции по методу трех вольтметров (рис. 5).

Схема замещения электрической цепи состоит из следующих элементов:

- источник напряжения, имитирующий аккумуляторные ячейки, соединенные по выбранной схеме в единый накопительный модуль;
- конденсаторы  $C1$  и  $C2$ , имитирующие емкости проводов;
- переменные резисторы  $R1$  и  $R2$ , имитирующие сопротивление изоляции;

- резисторы  $R3, R4, R5$  для измерения падения напряжения в цепи;
- переключатели  $S1-S4$  для выполнения измерения сопротивления.

Вольтметр в схеме подключен параллельно резистору и позволяет измерить напряжение на шунте в верхнем и нижнем плече. Измерение в каждом из плеч обеспечивается за счет пар ключей  $S1$  и  $S3$ , а также пары ключей  $S2$  и  $S4$ . Для измерения напряжения на батарее используются ключи  $S1$  и  $S4$ .

Для оценки ошибки измерения сопротивления изоляции сети высокого напряжения посредством схемы, представленной на рис. 5, составлена математическая и имитационная модель, которая выполнена в среде *MATLAB Simulink* (рис. 6). Аккумуляторная батарея

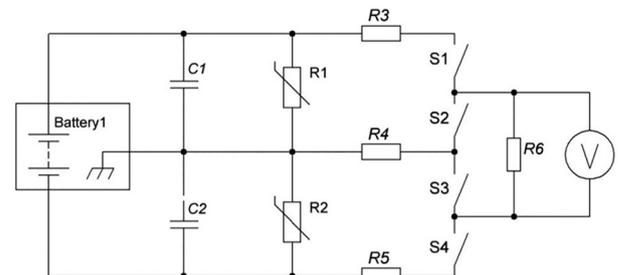


Рис. 5. Схема замещения цепи измерения сопротивления изоляции

Fig. 5. Equivalent scheme of insulation resistance measurement circuit

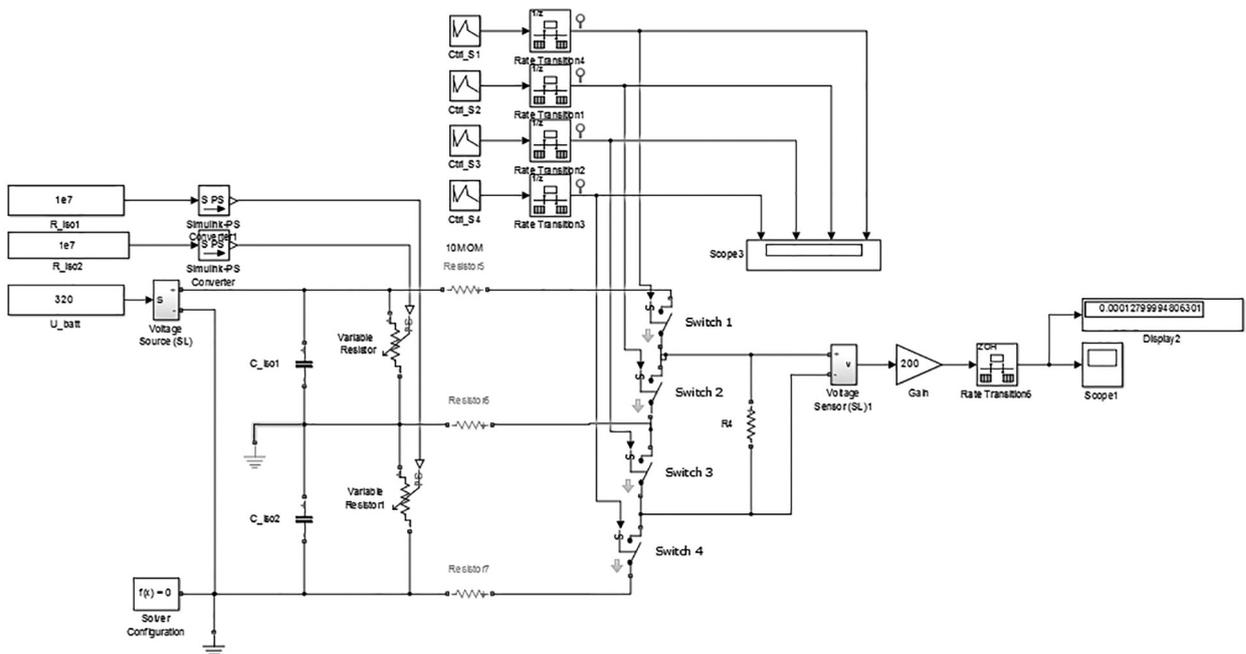


Рис. 6. Математическая модель определения сопротивления изоляции

Fig. 6. Mathematical model for determining insulation resistance

моделируется источником напряжения со значением выходного напряжения, заданным константой 320 В. Сопротивления смещения в модели представляют собой имитационные модели прецизионных резисторов и заданы константами 10 МОм.

Используя результаты моделирования (рис. 7 и 8), вычислили сопротивление изоляции и сделали выводы о том, что математическая модель определения сопротивления изоляции коррелирует с реальной схемой измерения системы *IRM* и ошибка моделирования не превышает 5–10 % ввиду того, что в модели используются компоненты схемы с идеальными характеристиками.

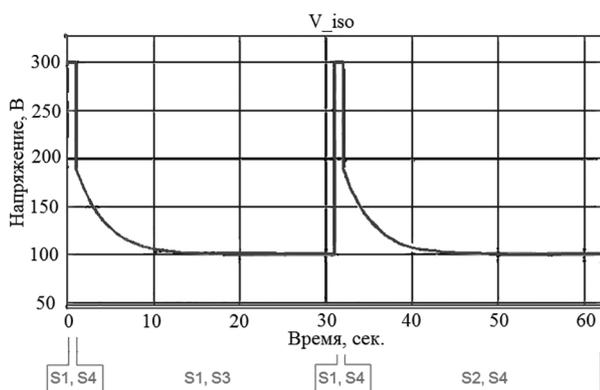


Рис. 7. График напряжения на резисторе *R4* при моделировании исправной изоляции

Fig. 7. Voltage graph across resistor *R4* when simulating good insulation

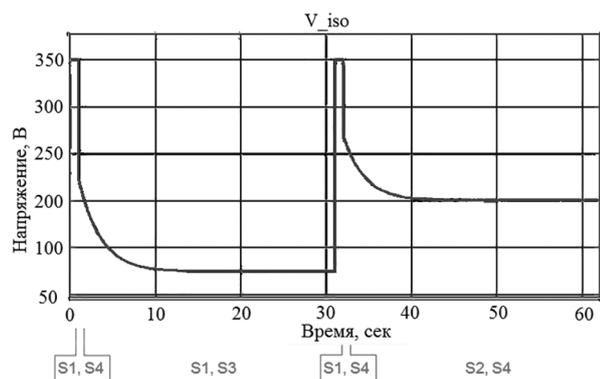


Рис. 8. График напряжения на резисторе *R4* при одностороннем пробое изоляции

Fig. 8. Voltage graph across resistor *R4* with one-sided insulation breakdown

### Режим проверки исправности системы контроля изоляции

При работе системы контроля изоляции производится серия тестовых самопроверок. Измерительные прецизионные резисторы по-

следовательно включаются в положительную и отрицательную шины электропитания. Выполняется несколько экспресс-тестов и моделирование неисправного и исправного состояния изоляции путем измерения тестового сопротивления известного номинала. Этот метод позволяет на начальном этапе определить отсутствие неисправностей системы *IRM* и возможность корректных измерений сопротивления изоляции электросети. Циклический тест необходим для того, чтобы в случае возникновения неисправности системы *IRM*, она могла сигнализировать об этом системе контроля аккумуляторной батареи высокого напряжения и инвертору электромашины, для своевременного перевода их в аварийный режим работы или отключения [10].

Для сокращения времени включения *IRM* не выполняет автоматическое самотестирование при загрузке. Самотестирование выполняется с заданным временным интервалом в активном режиме работы. Выполнение самотестирования является обязательным требованием к системе контроля изоляции и также должно выполняться по запросу через интерфейсы *CAN/LIN*. Запрос самотестирования производится как при разомкнутых силовых контакторах, так и после их срабатывания. Самопроверка может быть длительной (10 с) или короткой (1–2 с), и в это время *IRM* не выполняет мониторинг изоляции.

Результаты имитационного моделирования позволяют сделать выводы о том, что при исправной системе *IRM* можно измерять сопротивление изоляции между аккумулятором и шасси транспортного средства в диапазоне значений сопротивления изоляции, обнаруживать и сообщать о наличии неисправностей, что соответствует требованиям ГОСТ Р ISO 6469-3-2020 по контролю электрических характеристик изоляции электромобилей.

### Физическое моделирование

Выполнена физическая модель на базе программно-аппаратного комплекса, имитирующая сопротивления изоляции (рис. 9), а также напряжения между каждой из питающих шин высокого напряжения и корпусом аккумуляторной батареи высокого напряжения, напряжение между шинами, а также напряжение на аккумуляторной батарее, и на основании полученных значений вычислено фактическое сопротивление изоляции [9].

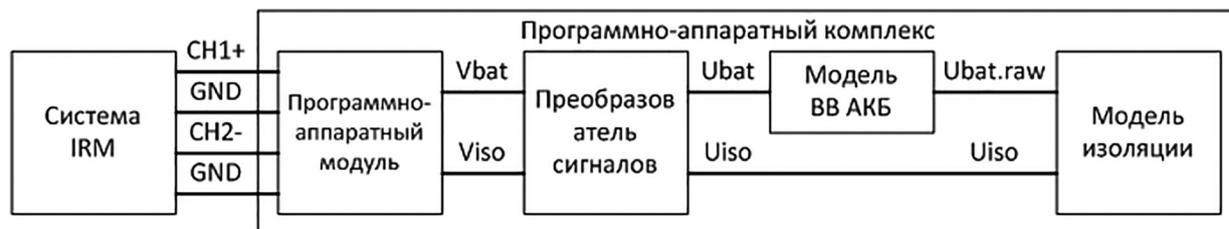


Рис. 9. Структурная схема подключения модуля *IRM* программно-аппаратному комплексу физического и имитационного моделирования

Fig. 9. Block diagram of the *IRM* module connection to the hardware and software complex of physical and simulation modeling

Модель изоляции реализована в среде *MATLAB Simulink* и посредством S-функции интегрирована в программно-аппаратный комплекс (АПК). Математическая модель представляет собой эквивалентную электрическую схему системы контроля изоляции высоковольтной батареи, которая принимает на вход сигнал напряжения ВВ-батареи из модели высоковольтной батареи, а на выходе из модели получается сигнал напряжения изоляции в измеряемом контуре  $V_{iso}$ . Сопротивления  $R_{iso}$  и емкости  $C_{iso}$  относятся непосредственно к изоляции. Сопротивления  $R_x$  представляют резисторы на плате *IRM*, с помощью которых и осуществляется измерение сопротивления изоляции. Ключи *SI..4* замещают транзисторные ключи. Сопротивления  $R_{750-}$ ,  $R_{750+}$ ,  $R_{500-}$ ,  $R_{500+}$  и соответствующие ключи являются шунтами, за счет которых и имитируется пробой изоляции с низким сопротивлением к шине электропитания. Входные сигналы модели – напряжение батареи, состояние входных транзисторных ключей, состояние ключей шунтов. Выходной сигнал – напряжение на входах разъема *IRM*, в точности соответствующее измерению реальной батареи.

При измерении напряжения ВВ батареи системой *IRM* на соответствующем плече электрической схемы конденсаторы в двух контурах заряжаются до заданного значения. Далее при замыкании соответствующей пары ключей конденсаторы разряжаются из-за подключенного в контур сопротивления и на выходе схемы  $V_{iso}$  определяется уровень напряжения контура, по которому рассчитывается сопротивление. Расчетное напряжение изоляции моделируется и преобразуется в АПК к характеристикам выходного канала платы ЦАП, а далее поступает на вход платы *IRM*, где напряжение изоляции в каждом из контуров сравнивается с порогом, и если сопротив-

ление выше порога более чем на 20 %, то *IRM* считает, что пробоя в изоляции нет.

При создании АПК плата системы *IRM* модифицирована для адаптации работы ее на стенде, транзисторные ключи заменены перемычками, входные резисторные каскады модифицированы в соответствии с выходным напряжением платы ЦАП – 10 В.

Подключение системы *IRM* выполняется двумя каналами к цифро-аналоговому преобразующему модулю АПК. Измерение напряжения высоковольтной (ВВ) батареи и напряжения изоляции системой *IRM* осуществляется посредством каналов АЦП. Связь системы *IRM* с АПК осуществляется через два канала ЦАП АПК.

Модуль АПК формирует аналоговые выходные сигналы напряжения высокого разрешения, независимыми друг от друга каналами ЦАП. При этом каналы ЦАП имеют разрешение 14 бит с номинальным диапазоном выходного напряжения от 0 до 10 В, что соответствует разрешающей способности 610 мкВ/бит.

Выходы ЦАП АПК имеют защиту от перенапряжения: защищают модуль АПК от внешних высоких напряжений, а также от короткого замыкания на землю. Сигнальный выход также может быть отключен с помощью реле, что позволяет обеспечить защиту АПК от короткого замыкания. Каждый сигнальный выход имеет соответствующий независимый вывод заземления (*GND*). Модуль позволяет регулировать напряжение выходного сигнала, обеспечивая постоянное значение смещения и заданное напряжение нулевого уровня.

Важная особенность заключается в том, что потенциал корпуса батареи соответствует потенциалу кузова автомобиля – то есть потенциалу «земли» низковольтной системы, при этом он находится между потенциалами шин электропитания высоковольтной системы.

Технические характеристики модуля АПК

Table 2. Technical characteristics of the module of the automated software complex

Конфигурация	4–10 выходных каналов
Амплитуда выходного напряжения	10 В
Защита от перенапряжения на выходе	+/-60 В
Внешний источник опорного напряжения	-10 В...+10 В
Внешняя земля	-10 В...+10 В
Внешняя опорное напряжение для внешней земли	0...+10 В
Выходной ток (максимальный)	20 мА
Разрешение аналогового выходного напряжения	610 мкВ (14 бит)
Точность напряжения аналоговых выходов $V_{out}$ в режиме цифро-аналогового преобразователя с внутренним эталоном	+/-10 мВ
Шум на выходах ЦАПов (10 кГц...100 кГц)	80 мВ
Время нарастания от 0 В до 10 В (нагрузка 1 кОм параллельно 22 пФ)	50 мс
Время спада от 10 В до 0 В (нагрузка 1 кОм параллельно 22 пФ)	50 мс
Реле прерывания	Для каждого выходного сигнала
Потребление тока	100 мА при +5 В в цепи постоянного тока 500 мА при +12 В в цепи постоянного тока 500 мА при -12 В в цепи постоянного тока 100 мА при +3,3 В в цепи постоянного тока 100 мА при +2,5 В в цепи постоянного тока

Последовательность работы системы *IRM*:

1. После подключения питания к схеме по команде замыкаются транзисторные ключи *S1* и *S4*, измеряется уровень напряжения высоковольтной батареи.

2. Затем ключи *S4* и *S1* размыкаются и замыкаются *S1* и *S3*, то есть подключается контур измерения напряжения между *+Power* и корпусом батареи. В этом контуре присутствует дополнительное сопротивление (ре-

зистор 10 МОм) и напряжение падает около 30 секунд. Измеряется значение напряжения данного контура – *U1* (рис. 10).

3. Ключи *S1* и *S3* размыкаются. Измеряется промежуточное значение напряжения высоковольтной батареи *E1*, то есть замыкаются транзисторные ключи *S1* и *S4*.

4. Ключи *S1* и *S4* размыкаются. Замыкаются ключи *S2* и *S4*, подключается контур измерения между *HV-* и корпусом батареи. По анало-

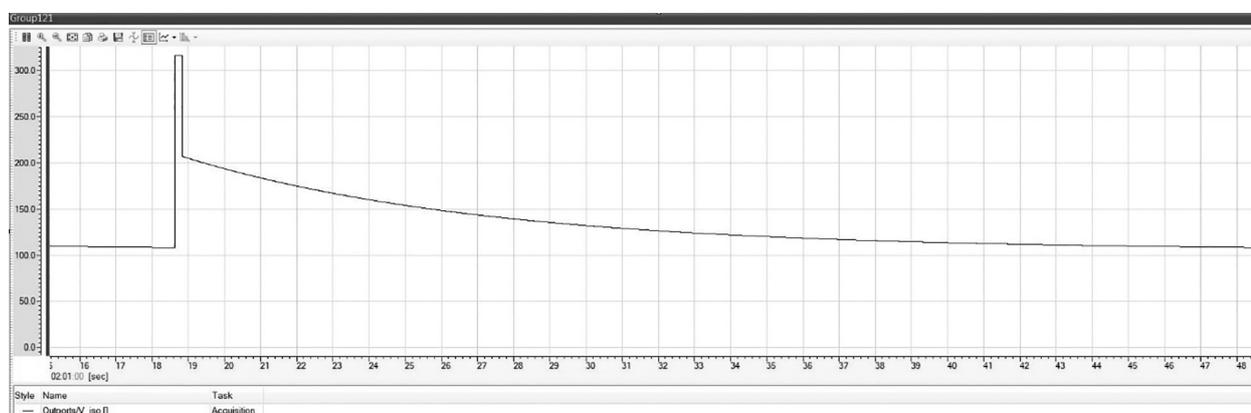


Рис. 10. Измерение значение напряжения *U1*

Fig. 10. Measurement of voltage value *U1*

гии с пунктом 2 в данном контуре подключено дополнительное сопротивление (резистор номиналом 10 Мом), уровень напряжения падает около 30 секунд. Измеряется значение напряжения данного контура –  $U_2$  (рис. 11).

1. S2 и S4 размыкаются. Снова замыкаются ключи S1 и S4, измеряется промежуточное значение напряжения ВВ-батареи – E2. Действия 3 и 5 необходимы для более точного измерения сопротивления ВВ-батареи, так как при измерении напряжение на ВВ-батарее изменяется.

2. По завершении измерений в контурах Power+(корпус) и Power– (корпус) значения сравниваются между собой, а если отклонение составляет не более 20 %, ошибка в изоляции отсутствует и значения измерений обновляются с заданной периодичностью.

$$k_1 = \left( \frac{U_1}{E_1} \right), k_2 = \frac{U_2}{E_2}, r_2 = R_{base} \frac{(1 - k_2 - k_1)}{k_1},$$

$$r_1 = \frac{r_2 k_1}{k_2}, r_{base} = 10 \text{ Мом} + 50 \text{ кОм}.$$

Разряд конденсатора емкостью  $C$ , заряженного до разности потенциалов через сопротивление  $R$  происходит в соответствии с формулой:

$$U_t = U_0 e^{-\frac{t}{T}},$$

где  $t$  – время от начала разряда (сек);  $U_t$  – напряжение на обкладках конденсатора в момент времени  $t$  (В);  $U_0$  – напряжение источника, от которого производится заряд конденсатора (В);  $e = 2,718$ ;  $C$  – емкость конденсатора (Ф);  $R$  – сопротивление (Ом);  $T$  – постоянная времени (сек).

$$T = RC.$$

Мгновенная величина разрядного тока:

$$i_t = \frac{U_0}{R} e^{-\frac{t}{T}}.$$

Диаграммы работы системы *IRM* на рис. 12 и 13 поясняют измерения напряжения изоляции, состояние транзисторных ключей при исправной и неисправной изоляции.

На рис. 12 показана работа системы контроля изоляции, график измерения напряжения между (+) ВВ-батареи и корпусом и (–) ВВ-батареи и корпусом на тестовом резисторе диаграммы включения электронных ключей для измерения напряжения между (+) ВВ-батареи и корпусом и (–) ВВ-батареи и корпусом, на тестовом резисторе.

На рис. 13 показано смещение напряжения на тестовом резисторе при снижении сопротивления изоляции в контуре *Power–* и корпус батареи.

### Выводы по работе

Создание системы управления аккумуляторной батареей высокого напряжения в автомобиле – сложная научно-техническая задача. Требования функциональной безопасности *ASIL*, указанные в *ISO 26262*, должны соблюдаться и проверяться на всех этапах разработки системы *IRM*.

Эффективность разработки систем *IRM* с использованием АПК является результатом применения модульного программирования и технологии быстрого прототипирования электронных систем управления, что сокращает время ее разработки и отладки.

Рассмотренная схема измерения сопротивления изоляции удовлетворяет требованиям

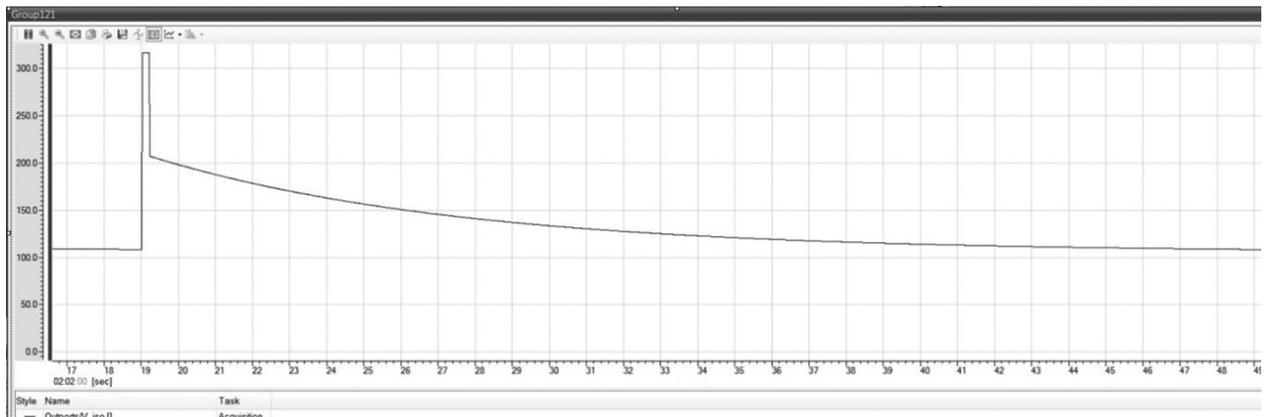


Рис. 11. Измерение значение напряжения  $U_2$

Fig. 11. Measurement of voltage value  $U_2$

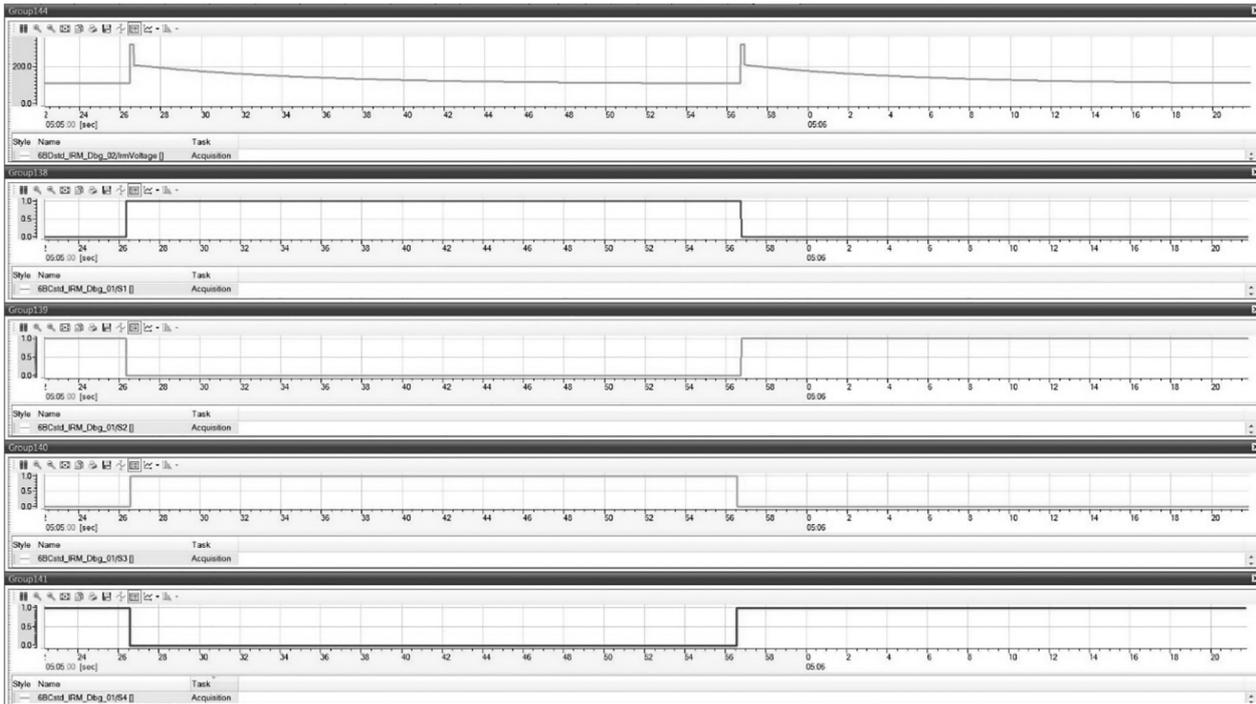


Рис. 12. Работа системы контроля изоляции  
*Fig. 12. Insulation monitoring system operation*

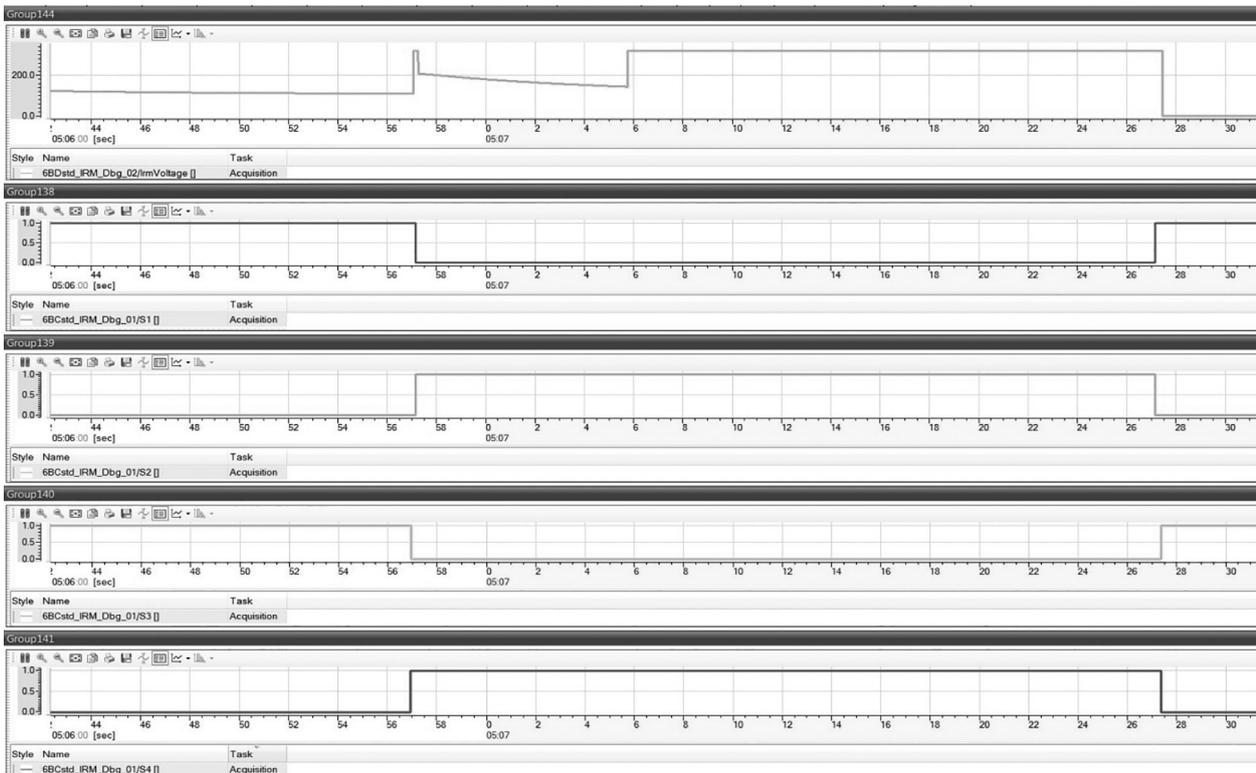


Рис. 13. Имитация снижения сопротивления изоляции в контуре *Power* – корпус  
*Fig. 13. Simulation of a decrease in insulation resistance in the "Power" – housing circuit*

контроля изоляции аккумуляторной батареи на автомобиле, но присутствуют и недостатки. Сложность схемы измерения приводит к тому, что все устройство становится громоздким. Для уменьшения габаритов в составе АПК использовано одностороннее коммутационное фиксированное сопротивление. Это решение соответствует методу обнаружения, предусмотренному в ГОСТ. Представленная конструкция определяет соответствие изоляции автомобиля требованиям к его сопротивлению между положительной шиной питания и землей, отрицательной шиной питания и землей и между положительной и отрицательной шинами.

Результаты испытаний показывают, что выбранная измерительная схема и метод моделирования имеют много преимуществ таких, как хорошая стабильность, простая схема, достоверный метод проверки, хорошая защита от помех. Полученные решения при создании АПК имеют важное значение в разработке транспортных средств с новыми видами топлива.

Созданный АПК позволяет проводить исследование по улучшению систем *IRM* и повышению точности обнаружения сопротивления изоляции. Использование АПК позволяет оценить функции мониторинга и диагностики сопротивления, надежность системы *IRM* и соответствие стандартам.

При создании физической модели в составе программно-аппаратного комплекса выбрана наиболее оптимальная структурная схема с учетом технических возможностей АПК, которая позволяет проводить моделирование и оценку сопротивления изоляции электросети.

При проведении математического моделирования получены диаграммы значений напряжения на измерительном сопротивлении, которые соответствуют тем, которые были получены при физическом моделировании, что говорит о достоверности созданных моделей.

С целью проверки работы системы в режимах, когда сопротивление изоляции выходит за рамки допустимого, выполнено физическое моделирование и представлено подробное описание последовательности проводимых измерений. Эксперимент позволяет убедиться в том, что система способна своевременно отслеживать изменение сопротивления изоляции электросети.

Ведутся дальнейшие работы с целью построения модели с плавной регулировкой сопротивления изоляции и с целью снижения ошибки имитационного моделирования до 5 %.

## Литература

1. ГОСТ Р ISO 26262-1. Дорожные транспортные средства. Функциональная безопасность. Часть 1. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2015. 16 с.
2. ГОСТ Р ISO 6469-1-2016. Транспорт дорожный на электрической тяге. Требования безопасности. Часть 1. Системы хранения энергии аккумуляторные бортовые. М.: Стандартинформ, 2016. 8 с.
3. ГОСТ Р ISO 6469-3-2020. Транспорт дорожный на электрической тяге. Требования безопасности. Часть 3. Электробезопасность. Электрические цепи электrorаспределительных систем и электропроводящие вспомогательные электрические системы. М.: ФГУП «Стандартинформ», 2020. 24 с.
4. ГОСТ ИЕС 60721-3-3 Классификация внешних воздействующих факторов. Часть 3-3. Классификация групп параметров окружающей среды и их степеней жесткости. Эксплуатация в стационарных условиях в местах, защищенных от непогоды. М.: ФГУП «Стандартинформ», 2019. 34 с.
5. ГОСТ ИЕС 60721-3-2 Классификация внешних воздействий. Часть 3-2. Классификация групп параметров окружающей среды и их степеней жесткости. Транспортирование и погрузочно-разгрузочные операции. М.: «Стандартинформ», 2018 г. 36 с.
6. ГОСТ ИЕС 61557-8 Сети электрические распределительные низковольтные напряжением до 1000 В переменного тока и 1500 В постоянного тока. Электробезопасность. Аппаратура для испытания, измерения или контроля средств защиты. Беларусь: Научно-производственное республиканское УП БелГИСС. 2016. 15 с.
7. ИЕС 60664-1 Координация изоляции для оборудования в низковольтных системах. Часть 1. Принципы, требования и испытания. International Electrotechnical Commission. 2020. 167 с.
8. ГОСТ ИЕС 60664-3 Координация изоляции для оборудования низковольтных систем. Ч. 3. Использование покрытий, герметизации и формовки для защиты от загрязнения. М.: «Стандартинформ», 2010. 16 с.
9. A.J. Alsammarae, A.K. Behera, S. Akhtar. An approach to calculate insulation resistance at different temperatures and voltages // IEEE Transactions on Nuclear Science. 1990.
10. T. Baldwin, F. Renovich, L. Saunders Directional Ground-Fault Indicator for High-Resistance Grounded Systems // IEEE Transaction on Industry Application. 2003.

11. IEC61010-1 Safety Requirements For Electrical Equipment For Measurement, Control and Laboratory USE-Part1: General Requirements. 2001. 131 c.
  12. Вагнер Ц., Мейер Дж. Erfahrungen mit dem modellbasiertem Systementwurf am Beispiel des carn Steuergerdtes Battery Management System (BMS) // Tag des Systems Engineering (12–14.11.2014), München: Hanser. 2015. С. 215–224.
  13. Курмаев Р.Х., Теренченко А.С., Карпучин К.Е., Стручков В.С., Зиновьев Е.В. Способы поддержания требуемой температуры аккумуляторных высоковольтных батарей электромобилей и автомобилей с комбинированными энергоустановками // Вестник машиностроения. 2015. № 6. С. 52–55.
  14. Карпучин К.Е., Курмаев Р.Х., Теренченко А.С., Стручков В.С., Цимбалюк М.А. Aspects of construction of combined thermostatics system for electric vehicle // ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. Т. 11. № 23. С. 13674–13680.
  15. Strukov V.O., Kurmaev R.Kh., Yakunov D.M., Lyubimov I.A. Thermostating system with intelligent management for electric vehicles // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. С. 180–191.
- ### References
1. GOST R ISO 26262-1. Dorozhn-yye transportn-yye sredstva. Funktsional'naya bezopasnost'. Chast' 1. Terminy i opredeleniya [Road vehicles. Functional safety. Part 1. Terms and definitions]. Moscow: Standartinform Publ., 2015. 16 p.
  2. GOST R ISO 6469-1-2016. Transport dorozhnyy na elektricheskoy tyage. Trebovaniya bezopasnosti. Chast' 1. Sistemy khraneniya energii akkumulyatorn-yye bortov-yye [Electric road transport. Safety requirements. Part 1. Onboard battery energy storage systems]. Moscow: Standartinform Publ., 2016. 8 p.
  3. GOST R ISO 6469-3-2020. Transport dorozhnyy na elektricheskoy tyage. Trebovaniya bezopasnosti. Chast' 3. Elektrobezopasnost'. Elektricheskiye tsepi elektroraspredelel'nykh sistem i elektroprovodyashchiye vspomogatel'n-yye elektricheskiye sistemy [Electric road transport. Safety requirements. Part 3. Electrical safety]. Moscow: FGUP «StandartinforM» Publ., 2020. 24 p.
  4. GOST IEC 60721-3-3 Klassifikatsiya vneshnikh vozdeystviyushchikh faktorov. Chast' 3-3. Klassifikatsiya grupp parametrov okruzhayushchey sredy i ikh stepeney zhestkosti. Ekspluatatsiya v statsionarnykh usloviyakh v mestakh, zashchishchennykh ot nepogody [Classification of external influencing factors. Part 3-3. Classification of groups of environmental parameters and their degrees of rigidity. Operation in stationary conditions in places protected from rough weather]. Moscow: FGUP «StandartinforM» Publ., 2019. 34 p.
  5. GOST IEC 60721-3-2 Klassifikatsiya vneshnikh vozdeystviy. Chast' 3-2. Klassifikatsiya grupp parametrov okruzhayushchey sredy i ikh stepeney zhestkosti. Transportirovaniye i pogruzochno-razgruzochn-yye operatsii [Classification of external influences. Part 3-2. Classification of groups of environmental parameters and their degrees of rigidity. Transportation and handling]. Moscow: «StandartinforM» Publ., 2018. 36 p.
  6. GOST IEC 61557-8 Seti elektricheskoye raspredelitel'n-yye nizkovol'tn-yye napryazheniyem do 1000 V peremennogo toka i 1500 V postoyannogo toka. Elektrobezopasnost'. Apparatura dlya ispytaniya, izmereniya ili kontrolya sredstv zashchity [Low-voltage electrical distribution networks with voltage up to 1000 V AC and 1500 V DC. Electrical safety. Apparatus for testing, measuring or controlling protective equipment]. Belarus': Nauchno-proizvodstvennoye respublikanskoye UP BeLGISS Publ. 2016. 15 p.
  7. IEC 60664-1 Koordinatsiya izolyatsii dlya oborudovaniya v nizkovol'tnykh sistemakh. Chast' 1. Printsipy, trebovaniya i ispytaniya [Insulation coordination for equipment in low voltage systems. Part 1. Principles, requirements and tests]. International Electrotechnical Commission. 2020. 167 p.
  8. GOST IEC 60664-3 Koordinatsiya izolyatsii dlya oborudovaniya nizkovol'tnykh sistem. CH. 3. Ispol'zovaniye pokrytiy, germetizatsii i formovki dlya zashchity ot zagryazneniya [Insulation coordination for low voltage equipment. Part 3. Use of coatings, sealing and molding to protect against contamination]. Moscow: «StandartinforM» Publ., 2010. 16 p.
  9. A.J. Alsammarac, A.K. Behera, S. Akhtar. An approach to calculate insulation resistance at different temperatures and voltages // IEEE Transactions on Nuclear Science. 1990.
  10. T. Baldwin, F. Renovich, L. Saunders Directional Ground-Fault Indicator for High-Resistance Grounded Systems // IEEE Transaction on Industry Application. 2003.
  11. IEC61010-1 Safety Requirements For Electrical Equipment For Measurement, Control and Laboratory USE-Part1: General Requirements. 2001. 131 p.

12. Vagner TS., Meyyer Dzh., Erfahrungen mit dem modellbasiertem Systementwurf am Beispiel des carn Steuergerдtes Battery Management System (BMS) // Tag des Systems Engineering (12–14.11.2014), Мьнchen: Hanser. 2015, pp. 215–224.
13. Kurmayev R.KH., Terenchenko A.S., Karpukhin K.E., Struchkov V.S., Zinov'yev YE.V. Methods for maintaining the required temperature of high-voltage storage batteries of electric vehicles and vehicles with combined power plants. Vestnik mashinostroyeniya. 2015. No 6, pp. 52–55 (in Russ.).
14. Karpukhin K.E., Kurmayev R.KH., Terenchenko A.S., Struchkov V.S., Tsimbalyuk M.A. Aspects of construction of combined thermostatics system for electric vehicle. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. Vol. 11. No 23, pp. 13674–13680.
15. Strukov V.O., Kurmaev R.Kh., Yakunov D.M., Lyubimov I.A. Thermostating system with intelligent management for electric vehicles. V sbornike: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019, pp. 180–191.

## SIMULATION OF THE INSULATION MONITORING SYSTEM OF THE HIGH-VOLTAGE ELECTRICAL NETWORK OF A VEHICLE WITH A HYBRID POWER PLANT

A.N. Malyshev<sup>1</sup>, YE.A. Grunenkov<sup>1</sup>, PhD in Engineering V.V. Debelov<sup>1,2</sup>, M.D. Mizin<sup>1</sup>, DSc in Engineering V.N. Kozlovskiy<sup>3</sup>

<sup>1</sup>State Research Center of the Russian Federation NAMI, Moscow, Russia

<sup>2</sup>Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

<sup>3</sup>Samara State Technical University (Samara Polytech), Samara, Russia  
andrey.malyshev@nami.ru, vladimir.debelov@nami.ru

*The paper presents the results of mathematical and simulation modeling, as well as calculated and experimental dependencies, which make it possible to evaluate the operation of the insulation resistance monitoring system of the high-voltage power grid of a hybrid vehicle. The work also provides circuits for measuring insulation resistance, a mathematical model in the MATLAB Simulink environment, and the peculiarities of the operation of the software and hardware simulation complex. The aim of the work is to obtain the most reliable mathematical and physical model of insulation resistance, to determine the architecture of a high voltage battery with the IRM system included in it, to identify the key functions and characteristics of the IRM system, to test the simulation system. The introduction justifies the importance of the IRM system and provides references to standards that govern the requirements for measuring and identifying utility faults. The block diagram of the high voltage battery control system is presented. The composition of its main elements is described. The functions and key characteristics of the IRM system are considered, typical characteristics of insulation monitoring systems are given. A schematic diagram of determining the insulation resistance of conductors and an electric circuit is clearly considered. An equivalent circuit of a differential DC amplifier with a unipolar power supply is presented, which is used to amplify small differential voltages on a shunt when changing large common-mode voltages, which is part of the measuring circuit. Mathematical and simulation modeling was carried out to evaluate the method for calculating the insulation resistance according to the well-known scheme, which is used when measuring using the three-voltmeter method. There was considered the mode of checking the the insulation control system, when several test procedures performed containing simulation of the fault and operating condition of the insulation by connecting and measuring the test resistance. The results of physical simulation of the IRM system and measurement of insulation resistance, voltage between each of the high voltage supply wires and the high voltage battery case, voltage between the wires, battery voltage were obtained. The actual insulation resistance was calculated. The conclusions explain the effectiveness of physical and simulation modeling, obtaining a reliable mathematical model and low error in modeling the insulation characteristics.*

**Keywords:** power supply system, insulation resistance, hardware and software complex, hybrid power plant.

**Cite as:** Malyshev A.N., Grunenkov YE.A., Debelov V.V., Mizin M.D., Kozlovskiy V.N. Simulation of the insulation monitoring system of the high-voltage electrical network of a vehicle with a hybrid power plant. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 2 (48), pp. 36–50 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-36-50.

# ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТАВЛЯЮЩИХ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА ПЛОТНОМ ОПОРНОМ ОСНОВАНИИ

К.Т.Н. Падалкин Б.В.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

padalkin@bmstu.ru

*Целью исследования, выполненного в статье, является повышение степени полноты и достоверности подходов к определению составляющих сопротивления повороту гусеничной машины, а также создание пригодной для практических расчетов методики их оценки.*

*В статье анализируются две составляющие момента сопротивления повороту гусеничной машины, которые можно выделить, если рассматривать взаимодействие гусеницы с опорным основанием через отдельные пятна контакта (активные участки гусениц, находящиеся под опорными катками). Первая составляющая возникает из-за линейного перемещения активных участков гусениц. Вторая вызвана вращательным движением пятна контакта относительно вертикальной оси.*

*В работе приведена математическая модель взаимодействия движителя и плотного опорного основания, позволяющая изучить зависимость составляющих момента сопротивления повороту от геометрических параметров ходовой части гусеничной машины. Сила горизонтальной реакции в данном случае представлена в виде зависимости от коэффициента буксования. Также обеспечена возможность реализации различных сцепных качеств движителя в продольном и поперечном направлении скольжения. Модель предполагает предварительное разбиение пятна контакта на конечное число элементарных площадок. Так как количество элементарных площадок оказывает влияние на результат, то в статье проведено исследование по определению минимального количества площадок для обеспечения приемлемой точности.*

*Был проведен анализ имеющихся в литературе выражений для определения указанной составляющей сопротивления повороту. Также предложены новые эмпирические зависимости, лучше согласующиеся с математической моделью. Исследование нескольких существующих гусеничных машин, отличающихся массой и размером опорной поверхности трака позволило сделать вывод о целесообразности учета момента сопротивления повороту пятна контакта для различных типов гусеничных машин.*

**Ключевые слова:** гусеничные машины, поворот, сопротивление повороту, активный участок гусеницы.

**Для цитирования:** Падалкин Б.В. Исследование составляющих сопротивления повороту гусеничной машины на плотном опорном основании // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 51–62. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-51-62.

## **Введение**

Характерной особенностью движения гусеничных машин (ГМ) является высокий момент сопротивления повороту. Для отражения этой особенности в математических моделях применяют различные подходы. Распространенным решением является представление о том, что взаимодействие ходовой части ГМ и опорного основания в большей степени происходит под активными участками гусениц, которые непосредственно испытывают давление опорных катков [1, 2, 3]. Таким образом возможно определить составляющую момента сопротивления поворота ГМ, зависящую от линей-

ного перемещения пятна контакта (активного участка гусеницы). Вторая составляющая момента сопротивления повороту возникает из-за вращательного движения пятна контакта (активного участка гусеницы) относительно вертикальной оси. Для ее учета необходимо использовать дополнительные зависимости, получению которых посвящена данная работа.

## **Определение сил и моментов взаимодействия гусеницы с грунтом**

В работе [4] установлено, что распределение нормальных реакций опорного основания типа «плотный грунт» по длине опорных ветвей гу-

сениц во многих случаях разрывно. Основное давление передают активные участки под катками. Часть звеньев гусеницы между катками при этом не участвуют в передаче нормальной нагрузки. Следовательно, по способу реализации взаимодействия с опорной поверхностью (ОП) гусеничный движитель подобен колесному, у которого число колес равно числу опорных катков. Результаты, полученные в работе [4], позволяют перейти от рассмотрения процессов взаимодействия гусеничного обвода с опорным основанием к рассмотрению взаимодействия с ним отдельных активных участков гусеницы под опорными катками.

Сила взаимодействия с грунтом активного участка гусеницы в плоскости опорного основания определяется согласно подходу, изложенному в работах [5, 6]. В соответствии с ним сила взаимодействия движителя с опорной поверхностью направлена противоположно скорости скольжения.

Рассмотрим взаимодействие отдельно активного участка гусеницы под опорным катком с ОП типа «плотный грунт» (рис. 1). Будем считать, что активный участок представляет собой прямоугольник со сторонами  $l_k$  и  $b_k$ . Для рассмотрения наиболее тяжелого режима нагружения и, соответственно, гарантированной оценки момента сопротивления повороту примем, что нормальная реакция распределена равномерно по площади активного участка, а его размеры составляют: длина  $l_k$  соответствует длине двух траков, а ширина  $b_k$  – ширине гусеницы.

На рис. 1 обозначены система координат связанная с корпусом машины  $x-y$  (с началом в точке С) и система координат, связанная с активным участком гусеницы  $x''-y''$ . Так как у гусеничной машины отсутствует возможность поворота опорных катков, то эти системы координат неподвижны относительно друг друга.

Вектор скорости скольжения центра рассматриваемого участка  $\vec{v}_{ck}$  определяется следующим выражением:

$$\vec{v}_{ck} = \vec{v}_{пер} + \vec{v}_{отн}, \quad (1)$$

где  $\vec{v}_{пер}$  – вектор переносной скорости центра рассматриваемого участка;  $\vec{v}_{отн}$  – вектор относительной скорости центра рассматриваемого участка.

Проекции вектора переносной скорости центра рассматриваемого участка на оси си-

стемы координат  $x''-y''$  определяются следующим образом:

$$v_{перx''} = v_x - \omega_z y_k, \quad v_{перy''} = v_y + \omega_z x_k, \quad (2)$$

где  $x_k, y_k$  – координаты проекции центра  $i$ -ого катка на плоскость опорного основания относительно центра масс машины (в системе координат  $x-y$ ).

Проекция вектора относительной скорости центра рассматриваемого участка на оси системы координат  $x''-y''$ :

$$v_{отнx''} = -\omega_{вк} r_{вк}, \quad v_{отny''} = 0, \quad (3)$$

где  $r_{вк}$  – радиус ведущего колеса;  $\omega_{вк}$  – угловая скорость вращения ведущего колеса соответствующего борта.

Тогда проекции вектора скорости скольжения рассматриваемого участка на оси системы координат  $x''-y''$  будут иметь вид:

$$v_{ckx''} = v_x - \omega_z y_k - \omega_{вк} r_{вк}, \quad v_{cky''} = v_y + \omega_z x_k. \quad (4)$$

Величину суммарной реакции  $R$ , действующей на рассматриваемый активный участок, определяют по зависимости [7]:

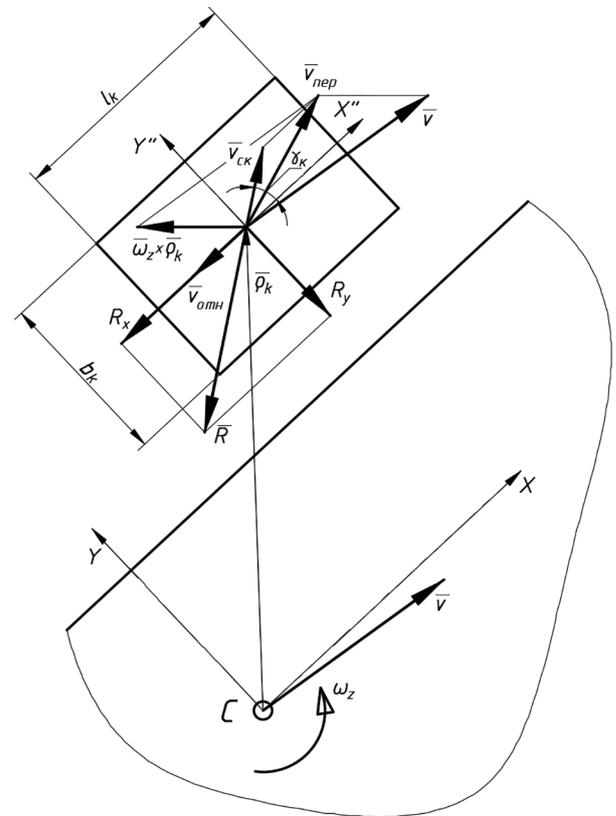


Рис. 1. Схема взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием

Fig. 1. Scheme of interaction of the active section of the track with the support base

$$R = \mu_s R_z, \quad (5)$$

где  $\mu_s$  – коэффициент взаимодействия рассматриваемого активного участка гусеницы с опорным основанием;  $R_z$  – вертикальная реакция, действующая на активный участок гусеницы под рассматриваемым катком.

Для несвязных опорных оснований характерна следующая зависимость коэффициента взаимодействия от коэффициента скольжения [5, 6, 8]:

$$\mu_s = \mu_{s \max} \left( 1 - e^{-\frac{s_k}{s_0}} \right), \quad (6)$$

где  $\mu_{s \max}$  – значение коэффициента взаимодействия активного участка при  $s_k \rightarrow \infty$  и скольжении с углом  $\gamma_k$  относительно оси  $x''$ ;  $s_k$  – коэффициент скольжения рассматриваемого участка гусеницы в зоне контакта;  $s_0$  – константа, характеризующая наклон касательной к кривой  $\mu_s(s_k)$  в точке  $s_k = 0$ .

Основываясь на принципе эллипса трения [6, 9, 10], коэффициент взаимодействия  $\mu_{s \max}$  возможно определить как:

$$\mu_{s \max}(\gamma_k) = \frac{\mu_{sx \max} \mu_{sy \max}}{\sqrt{\mu_{sx \max}^2 \sin^2(\gamma_k) + \mu_{sy \max}^2 \cos^2(\gamma_k)}}, \quad (7)$$

где  $\mu_{sx \max} > \mu_{sy \max}$  – параметры эллипса трения (рис. 2) (таблица 1) [11].

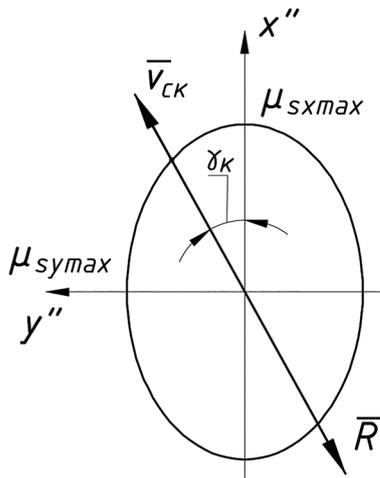


Рис. 2. Эллипс трения

Fig. 2. Friction ellipse

**Значения коэффициента  $\mu_{s \max}$  для изотропного взаимодействия траков гусеницы с опорным основанием**

Table 1. Coefficient  $\mu_{s \max}$  values for the isotropic interaction of the caterpillar tracks with the support base

	Сухой асфальт	Сухой грунт	Сухой песок	Рыхлый снег	Луг
$\mu_{s \max}$	0,6–0,65	0,6–0,8	0,4–0,5	0,25–0,45	0,65–0,85

Величины  $\mu_{sx \max}$  и  $\mu_{sy \max}$  в общем случае могут быть не равны друг другу в следствии наличия грунтозацепов на контактной поверхности трака, позволяющих обеспечить, например, лучшие тяговые качества машины в продольном направлении (актуально для тракторов). Тем не менее для высокоподвижных транспортных машин стремятся обеспечить изотропность взаимодействия траков гусеницы с опорным основанием для реализации как достаточных тяговых свойств машины, так и устойчивости при выполнении маневров поворота на высокой скорости

Коэффициент скольжения рассматриваемого активного участка гусеницы вычисляется по формуле [5]:

$$s_k = \frac{\sqrt{v_{ckx''}^2 + v_{cky''}^2}}{\max(|\vec{v}_{\text{пер}}|, |\vec{v}_{\text{отн}}|)}. \quad (8)$$

При этом  $|\vec{v}_{\text{пер}}|$  и  $|\vec{v}_{\text{отн}}|$  возможно определить как:

$$|\vec{v}_{\text{пер}}| = \sqrt{v_{\text{пер}x}^2 + v_{\text{пер}y}^2}, \quad |\vec{v}_{\text{отн}}| = |\omega_{\text{вк}} r_{\text{вк}}|. \quad (9)$$

Угол поворота вектора скорости скольжения  $\gamma_k$  относительно оси  $x''$  определяется следующими выражениями:

$$\sin(\gamma_k) = \frac{v_{cky''}}{\sqrt{v_{ckx''}^2 + v_{cky''}^2}}, \quad \cos(\gamma_k) = \frac{v_{ckx''}}{\sqrt{v_{ckx''}^2 + v_{cky''}^2}}. \quad (10)$$

Вектор суммарной реакции  $R$ , действующей на активный участок гусеницы, направлен против его скорости скольжения  $\vec{v}_{ck}$ . В связи с этим, для того чтобы определить продольную и поперечную составляющие реакции, действующие на каждый  $i$ -ый активный участок гусеницы, необходимо спроецировать вектор суммарной реакции на оси системы координат  $x - y$ :

$$R_{xi} = R_{x'i} = -R_i \cos(\gamma_{ki}), \quad (11)$$

$$R_{yi} = R_{y'i} = -R_i \sin(\gamma_{ki}). \quad (12)$$

Таблица 1

**Момент сопротивления повороту активного участка гусеницы**

Для оценки сопротивлений, вызванных вращательным движением траков, используют разделение поверхности контакта на некоторое количество элементов (так, в работе [12] использовалось разбиение на элементы поверхности каждого трака гусеницы). Таким образом, чтобы определить момент сопротивления повороту, вызванный взаимодействием каждого активного участка гусеницы с ОП при повороте ГМ, разобьем активный участок гусеницы длиной  $l_k$  и шириной  $b_k$  на  $n_3$  элементарных площадок (рис. 3).

С целью анализа характеристик привода ведущих колес ГМ для наиболее тяжелых условий принято допущение, что нормальная реакция, приходящаяся на рассматриваемый активный участок гусеницы, распределена равномерно по его элементарным площадкам. Таким образом, составляющую нормальной реакции, воспринимаемую каждой элементарной площадкой, возможно вычислить как:

$$R_{3z} = R_z / n_3. \tag{13}$$

Будем считать, что максимальный коэффициент взаимодействия каждой элементарной площадки с опорным основанием описывается эллипсом трения с параметрами  $\mu_{sx\max}$  и  $\mu_{sy\max}$ , то есть такими же, как и для активного участка гусеницы в целом.

Следовательно, в случае движения по несвязному грунту продольную  $R_{3x''}$  и поперечную  $R_{3y''}$  реакции, реализуемые в контакте каждой элементарной площадки с ОП, возможно вычислить как:

$$R_{3x''} = - \frac{\mu_{sx\max} \mu_{sy\max} v_{ck3x''}}{\sqrt{\mu_{sx\max}^2 v_{ck3y''}^2 + \mu_{sy\max}^2 v_{ck3x''}^2}} \left( 1 - e^{-\frac{sk_3}{s_0}} \right) R_{3z}, \tag{14}$$

$$R_{3y''} = - \frac{\mu_{sx\max} \mu_{sy\max} v_{ck3y''}}{\sqrt{\mu_{sx\max}^2 v_{ck3y''}^2 + \mu_{sy\max}^2 v_{ck3x''}^2}} \left( 1 - e^{-\frac{sk_3}{s_0}} \right) R_{3z}, \tag{15}$$

где  $s_{k_3}$  – коэффициент скольжения рассматриваемой элементарной площадки;  $v_{ck3x''}$  – проекция скорости скольжения рассматриваемой элементарной площадки на ось  $x''$ ;  $v_{ck3y''}$  –

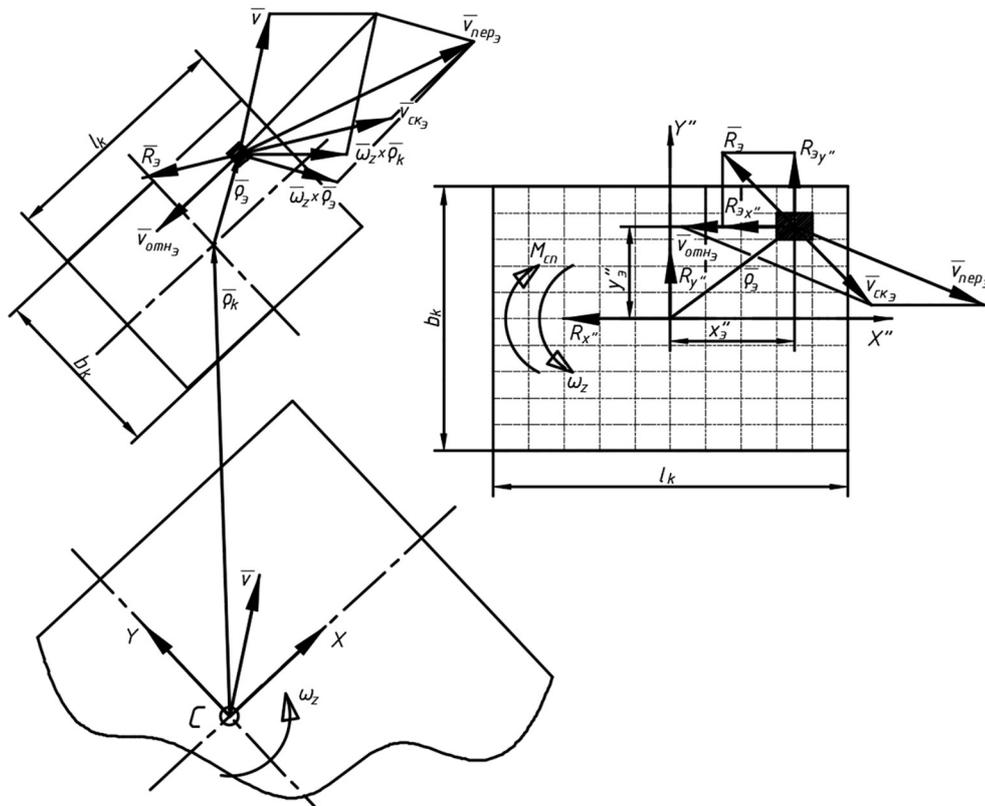


Рис. 3. Схема взаимодействия элементарной площадки активного участка гусеницы с опорным основанием

Fig. 3. The scheme of interaction of the elementary platform of the active section of the caterpillar with the support base

проекция скорости скольжения рассматриваемой элементарной площадки на ось  $y''$ .

Коэффициент скольжения рассматриваемой элементарной площадки определяется аналогично, как и для участка в целом:

$$s_{k\varepsilon} = \frac{\sqrt{v_{ck\varepsilon x''}^2 + v_{ck\varepsilon y''}^2}}{\max(|\vec{v}_{\text{пер}}''|, |\vec{v}_{\text{отн}}''|)}. \quad (16)$$

При этом величина переносной  $|\vec{v}_{\text{пер}}''|$  и относительной  $|\vec{v}_{\text{отн}}''|$  скорости рассматриваемой элементарной площадки определяется:

$$|\vec{v}_{\text{пер}}''| = \sqrt{v_{\text{пер}\varepsilon x''}^2 + v_{\text{пер}\varepsilon y''}^2}, \quad |\vec{v}_{\text{отн}}''| = |\omega_{\text{вк}} r_{\text{вк}}|, \quad (17)$$

где  $v_{\text{пер}\varepsilon x''}, v_{\text{пер}\varepsilon y''}$  – проекции переносной скорости рассматриваемой элементарной площадки на оси  $x''$  и  $y''$  соответственно;  $v_{\text{отн}\varepsilon x''}, v_{\text{отн}\varepsilon y''}$  – проекции относительной скорости рассматриваемой элементарной площадки на оси  $x''$  и  $y''$  соответственно.

Проекция переносной и относительной скорости, а также скорости скольжения рассматриваемой элементарной площадки определяются как:

$$v_{ck\varepsilon x''} = v_{\text{пер}\varepsilon x''} + v_{\text{отн}\varepsilon x''}, \quad (18)$$

$$v_{ck\varepsilon y''} = v_{\text{пер}\varepsilon y''} + v_{\text{отн}\varepsilon y''},$$

$$v_{\text{пер}\varepsilon x''} = v_x - \omega_z (y_k + y_\varepsilon''), \quad (19)$$

$$v_{\text{пер}\varepsilon y''} = v_y + \omega_z (x_k + x_\varepsilon''), \quad (19)$$

$$v_{\text{отн}\varepsilon x''} = -\omega_{\text{вк}} r_{\text{вк}}, \quad v_{\text{отн}\varepsilon y''} = 0, \quad (20)$$

где  $x_\varepsilon'', y_\varepsilon''$  – координаты центра рассматриваемой элементарной площадки относительно центра активного участка (в системе координат  $x'' - y''$ ).

Таким образом, суммарную продольную  $R_{x''}$  и поперечную  $R_{y''}$  реакции, возникающие в контакте активного участка гусеницы с ОП, возможно вычислить как:

$$R_{x''} = \sum_{j=1}^{n_\varepsilon} R_{\varepsilon x'' j}, \quad R_{y''} = \sum_{j=1}^{n_\varepsilon} R_{\varepsilon y'' j}. \quad (21)$$

Момент сопротивления повороту  $M_{\text{сп}}$  активного участка гусеницы вычисляется как сумма всех моментов, создаваемых продольными  $R_{\varepsilon x'' j}$  и поперечными  $R_{\varepsilon y'' j}$  реакциями каждой элементарной площадки относительно центра активного участка гусеницы.

$$M_{\text{сп}} = \sum_{j=1}^{n_\varepsilon} R_{\varepsilon x'' j} y_{\varepsilon j} - \sum_{j=1}^{n_\varepsilon} R_{\varepsilon y'' j} x_{\varepsilon j}. \quad (22)$$

### Результат расчетов по оценке момента сопротивления повороту

На первом этапе с целью определения минимального количества площадок разбиения, необходимых для корректных расчетов, проводится сравнение величины момента сопротивления повороту активного участка гусеницы при различных величинах  $n_\varepsilon$ . Для анализа был выбран максимальный момент сопротивления повороту, возникающий при вращении активного участка вокруг своего центра. Результаты, полученные для гусениц с геометрическими параметрами БМП-3, ГМ-569 и Т-80, представлены на рис. 4. При расчетах  $\mu_{sx\text{max}}$  был принят равным 0,85, коэффициент анизотропии  $\lambda = \mu_{sy\text{max}} / \mu_{sx\text{max}}$  принят равным 1.

По полученным данным можно сделать вывод, что использовать более 200 площадок разбиения нецелесообразно. При этом даже 70 площадок дают результат, отклоняющийся от предельного значения не более, чем на 10 %.

Вычисление момента сопротивления повороту при помощи разбиения активного участка гусеницы на элементарные площадки требует дополнительных затрат вычислительной мощности, в связи с этим аппроксимируем величину максимального момента сопротивления повороту при помощи следующей зависимости, аналогичной предложенной в работах [13, 14]:

$$M_{\text{спmax}} = \alpha \max(\mu_{sx\text{max}}, \mu_{sy\text{max}}) R_z \sqrt{l_k b_k}, \quad (23)$$

где  $\alpha$  – аппроксимирующий коэффициент.

Для определения коэффициента  $\alpha$  необходимо провести ряд вычислительных экспериментов. Найдем величину  $\alpha$  для различных соотношений между размерами активного участка гусеницы  $l_k / b_k$ , а также различных коэффициентов анизотропии  $\lambda = \mu_{sy\text{max}} / \mu_{sx\text{max}}$ , используя разбиение активного участка гусеницы на элементарные площадки:

$$\alpha = \frac{\sum_{j=1}^{n_\varepsilon} R_{\varepsilon x'' j} y_{\varepsilon j} - \sum_{j=1}^{n_\varepsilon} R_{\varepsilon y'' j} x_{\varepsilon j}}{\max(\mu_{sx\text{max}}, \mu_{sy\text{max}}) R_z \sqrt{l_k b_k}}. \quad (24)$$

Вычисления также проводились для случая вращения активного участка гусеницы вокруг своего центра. Полученные результаты представлены на рис. 5. Установлено, что коэффициент  $\alpha$  при принятых допущениях не зависит от общей площади активного участка гусеницы и нормальной реакции  $R_z$ .

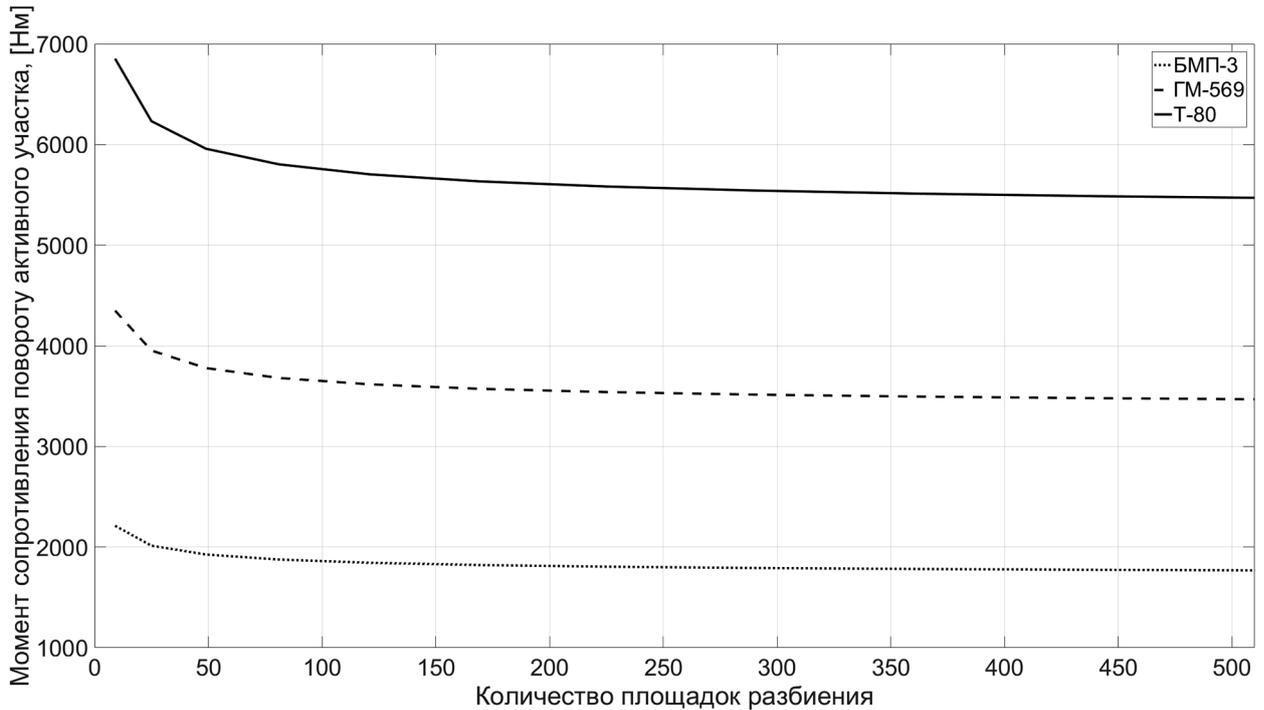


Рис. 4. Зависимость момента сопротивления повороту от количества площадок разбиения активного участка гусеницы

Fig. 4. Dependence of the moment of resistance to turning on the number of pads for splitting the active section of the caterpillar

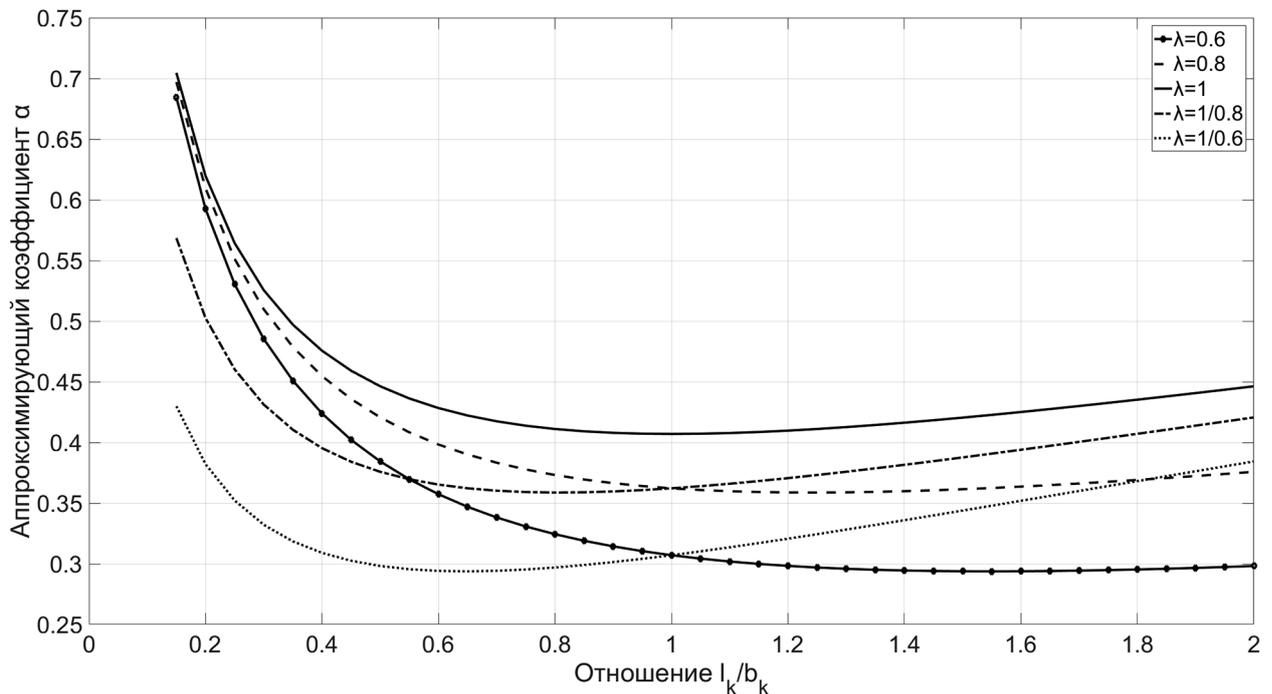


Рис. 5. Зависимость аппроксимирующего коэффициента  $\alpha$  от отношения  $l_k/b_k$

Fig. 5. Dependence of the approximating coefficient  $\alpha$  on the ratio  $l_k/b_k$

Как видно из рис. 5, коэффициент  $\alpha$  существенно возрастает в случае снижения  $l_k/b_k$  менее 0,5. Кроме того, коэффициент анизотропии оказывает существенное влияние на величину  $\alpha$  при больших отношениях  $l_k/b_k$ .

Рассмотрим геометрические размеры траков ряда ГМ:

- БМП-3: длина трака порядка 150 мм, ширина порядка 380 мм;
- ГМ-569: длина трака порядка 125 мм, ширина порядка 500 мм;

– Т-80: длина трака порядка 165 мм, ширина порядка 580 мм.

Считая, что ширина активного участка гусеницы  $b_k$  соответствует ширине трака, а длина  $l_k$  – длине двух траков, при движении по ОП типа «плотный грунт» активные участки гусениц будут иметь следующие размеры:

БМП-3:  $l_k = 300$  мм,  $b_k = 380$  мм,  $l_k / b_k = 0,79$ ;

ГМ-569:  $l_k = 250$  мм,  $b_k = 500$  мм,  $l_k / b_k = 0,5$ ;

Т-80:  $l_k = 330$  мм,  $b_k = 580$  мм,  $l_k / b_k = 0,57$ .

Таким образом, можно сделать вывод, что для большинства ГМ при принятых допущениях соотношение  $l_k / b_k$  находится в пределах от 0,5 до 1. Кроме того, коэффициент анизотропии для транспортных ГМ желательно выбирать близким к единице.

Таким образом, на рис. 5 можно выделить диапазон, который охватывает большинство транспортных ГМ (отношение  $l_k / b_k$  от 0,5 до 1, коэффициент анизотропии от 0,8 до 1). В данном диапазоне коэффициент  $\alpha$  изменяется в достаточно узких пределах, что дает возможность выбрать его в среднем на уровне  $\alpha = 0,4$ .

С целью вычисления момента сопротивления повороту активного участка гусеницы при движении по траектории некоторой кривизны аппроксимируем величину этого момента следующей зависимостью, полученной по аналогии с формулой А.О. Никитина для коэффициента сопротивления повороту [15]:

$$M_{\text{сп}} = \frac{M_{\text{спmax}}}{1 + \frac{\beta}{k_s b_k}}, \quad (25)$$

где  $\beta$  – аппроксимирующий коэффициент;  $k_s$  – кривизна траектории движения активного участка гусеницы.

Для определения коэффициента  $\beta$  при различной ширине активного участка гусеницы  $b_k$  и кривизне траектории движения  $k_s$  также используем подход, основывающийся на разбиении активного участка на элементарные площадки.

$$\beta = \left( \frac{M_{\text{спmax}}}{\sum_{j=1}^{n_3} R_{\alpha x^j} y_{\alpha j} - \sum_{j=1}^{n_3} R_{\alpha y^j} x_{\alpha j}} - 1 \right) k_s b_k. \quad (26)$$

При расчетах коэффициент скольжения центра активного участка был принят равным 0. Для вычисления коэффициента  $\beta$  величина  $M_{\text{спmax}}$  определялась при вращении активного участка гусеницы вокруг своего центра. Результаты численных экспериментов приведены на рис. 6.

Как видно из представленного рис. 6, для ширины активного участка гусеницы ( $b_k$ ) большей чем 0,4 м, а также радиуса поворота более 5 м коэффициент  $\beta$  изменяется в достаточно узких пределах, что дает возможность

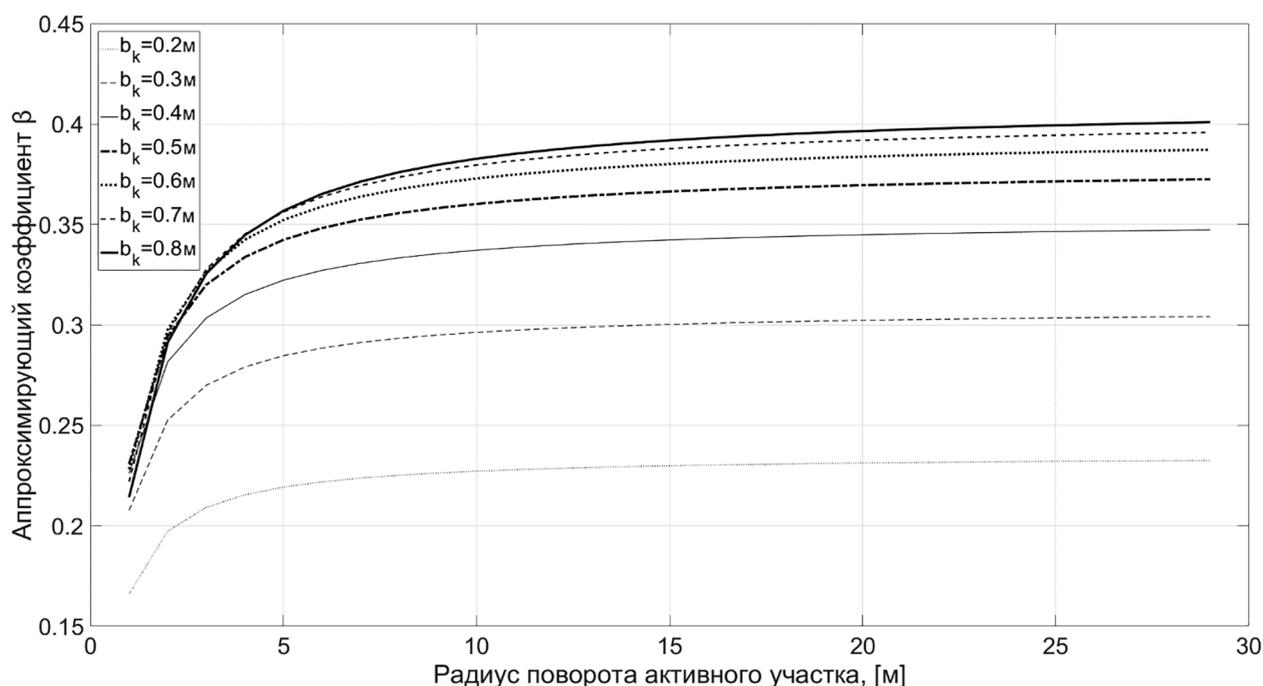


Рис. 6. Зависимость аппроксимирующего коэффициента  $\beta$  от радиуса поворота активного участка гусеницы

Fig. 6. Dependence of the approximating coefficient  $\beta$  from the turning radius of the active track section

выбрать его в среднем на уровне  $\beta = 0,37$  для большинства транспортных ГМ.

Таким образом, на основании численных экспериментов была получена следующая зависимость для определения момента сопротивления повороту, обусловленного взаимодействием  $i$ -ого активного участка гусеницы с ОП:

$$M_{\text{спmax}i} = 0,4 \max(\mu_{\text{sxmax}}, \mu_{\text{symax}}) R_{zi} \sqrt{l_k b_k}; \quad (27)$$

$$M_{\text{спи}} = \frac{M_{\text{спmax}i}}{1 + \frac{0,37}{k_{si} b_k}}, \quad (28)$$

где  $k_{si}$  – кривизна траектории  $i$ -ого активного участка гусеницы ГМ;  $R_{zi}$  – нормальная реакция, действующая на активный участок гусеницы под  $i$ -ым катком.

При этом кривизну траектории, по которой движется  $i$ -ый активный участок гусеницы  $k_{si}$ , возможно определить как:

$$k_{si} = \frac{|\omega_z|}{|\vec{v}_{\text{пер}i}|}, \quad (29)$$

где  $|\vec{v}_{\text{пер}i}|$  – величина переносной скорости центра  $i$ -ого катка.

Иллюстрация сравнения результатов, получаемых при помощи аппроксимирующих формул, с подходом, основанным на разбиении

активного участка гусеницы на элементарные площадки, представлена на рис. 7.

Как видно из рис. 7, полученная аппроксимирующая зависимость и поэлементная модель активного участка гусеницы дают близкие результаты для распространенных типов ГМ. При этом в случае применения широких гусениц ( $b_k \rightarrow B/2$ ) аппроксимирующая зависимость дает заниженный результат. В этом случае коэффициенты  $\alpha$  и  $\beta$  рекомендуется выбирать непосредственно из диаграмм на рис. 5 и 6, либо использовать моделирование с разбиением пятна контакта на элементарные участки.

Сравним сумму моментов сопротивления повороту, обусловленных взаимодействием каждого активного участка гусеницы с ОП при повороте ГМ, с общим моментом сопротивления повороту, включающим влияние поперечных реакций  $R_{yi}$ , действующих на активные участки гусениц под  $i$ -ми катками. Результаты проведенной оценки представлены на рис. 8–11. Расчеты проводились на скорости движения ГМ равной  $0,1v_3 = 0,1\sqrt{\mu_{\text{symax}} g R_f}$ , где  $R_f$  – фактический радиус поворота ГМ.

На основе полученных данных можно сделать вывод, что сумма моментов сопротивления повороту активных участков гусениц для типовых ГМ почти на два порядка ниже, чем общий момент сопротивления повороту,

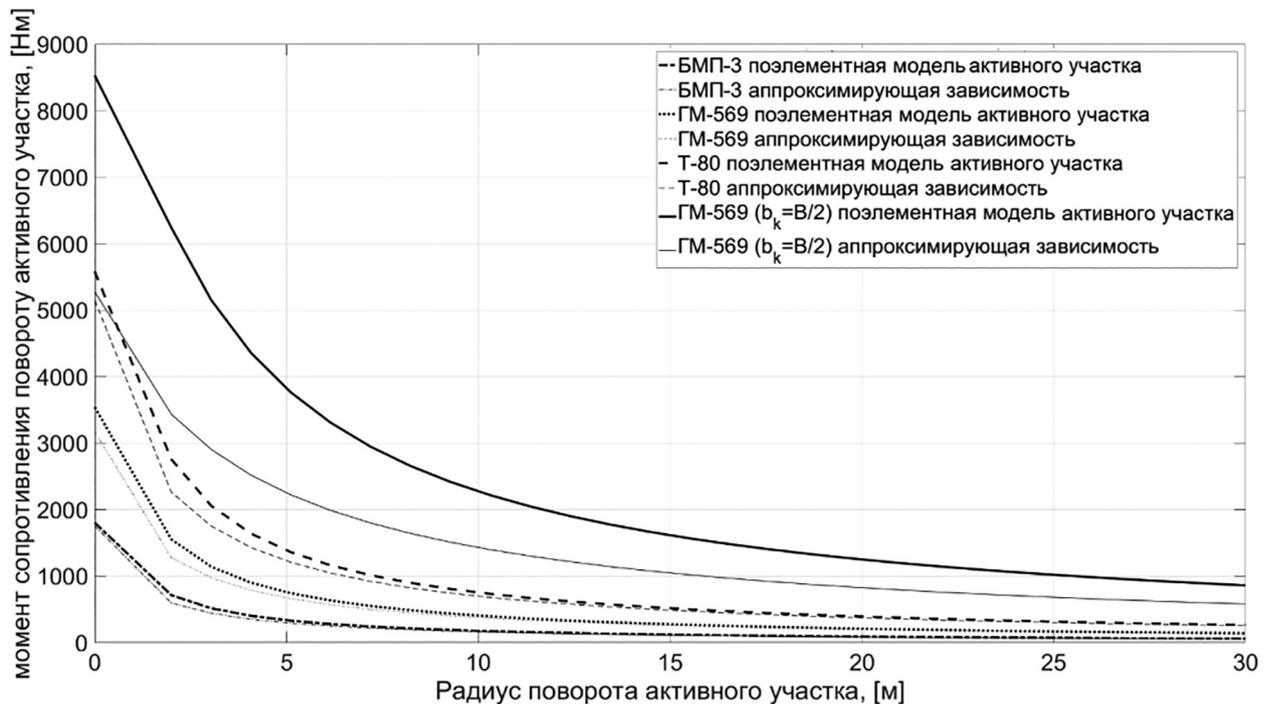


Рис. 7. Результаты численных экспериментов по определению момента сопротивления повороту

Fig. 7. Results of numerical experiments to determine the moment of cornering resistance

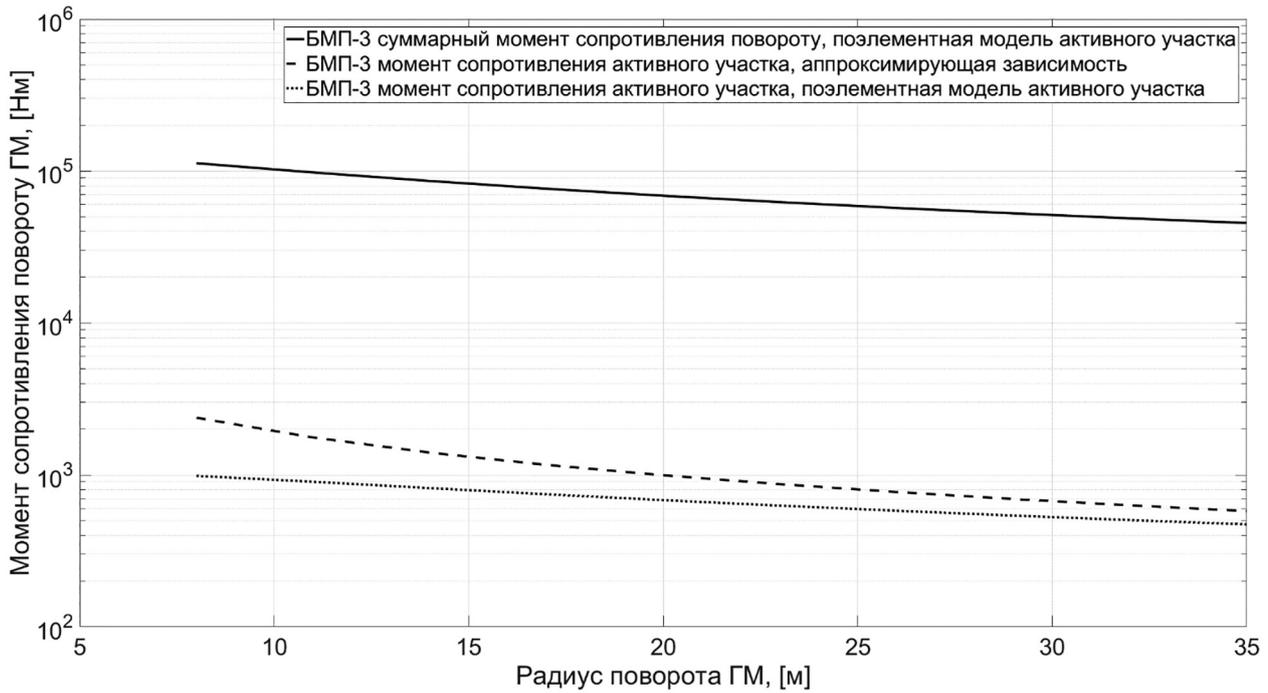


Рис. 8. Результаты численных экспериментов определения момента сопротивления повороту, возникающего в активном участке гусеницы, с суммарным моментом сопротивления повороту для БМП-3

*Fig. 8. Results of numerical experiments for determining the moment of resistance to turning, arising in the active section of the caterpillar, with the total moment of cornering resistance for BMP-3*

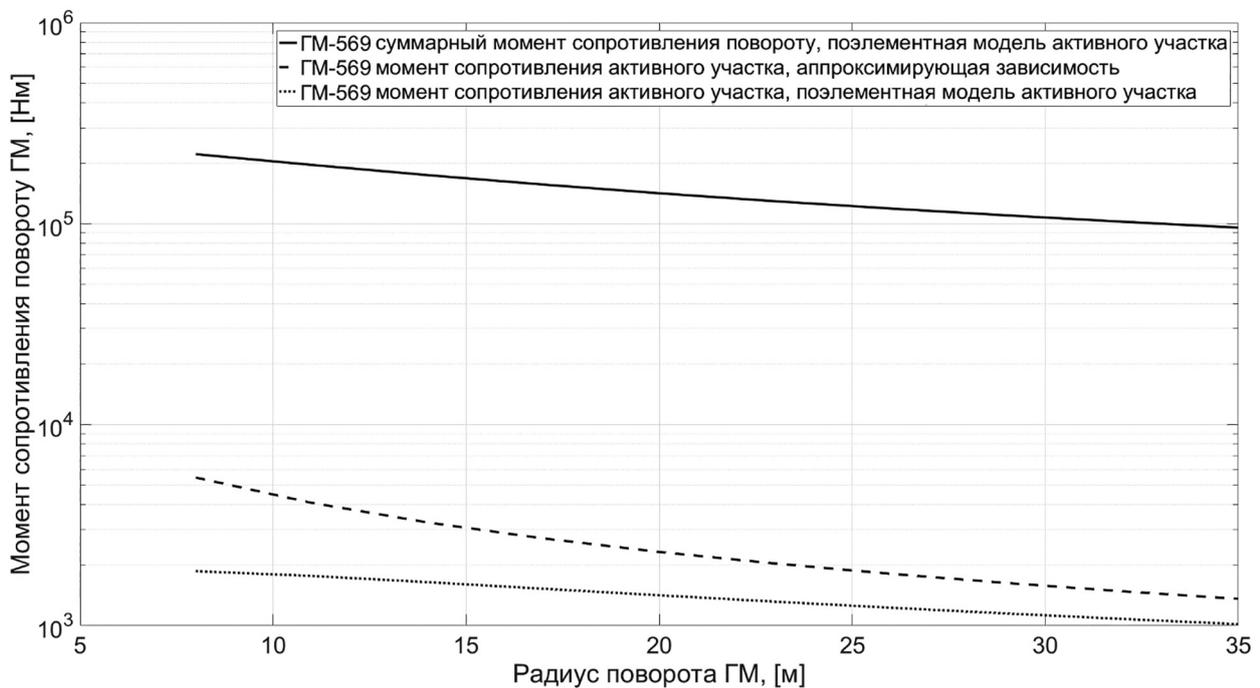


Рис. 9. Результаты численных экспериментов определения момента сопротивления повороту, возникающего в активном участке гусеницы, с суммарным моментом сопротивления повороту для ГМ-569

*Fig. 9. Results of numerical experiments for determining the moment of cornering resistance, arising in the active section of the caterpillar, with the total moment of cornering resistance for GM-569*

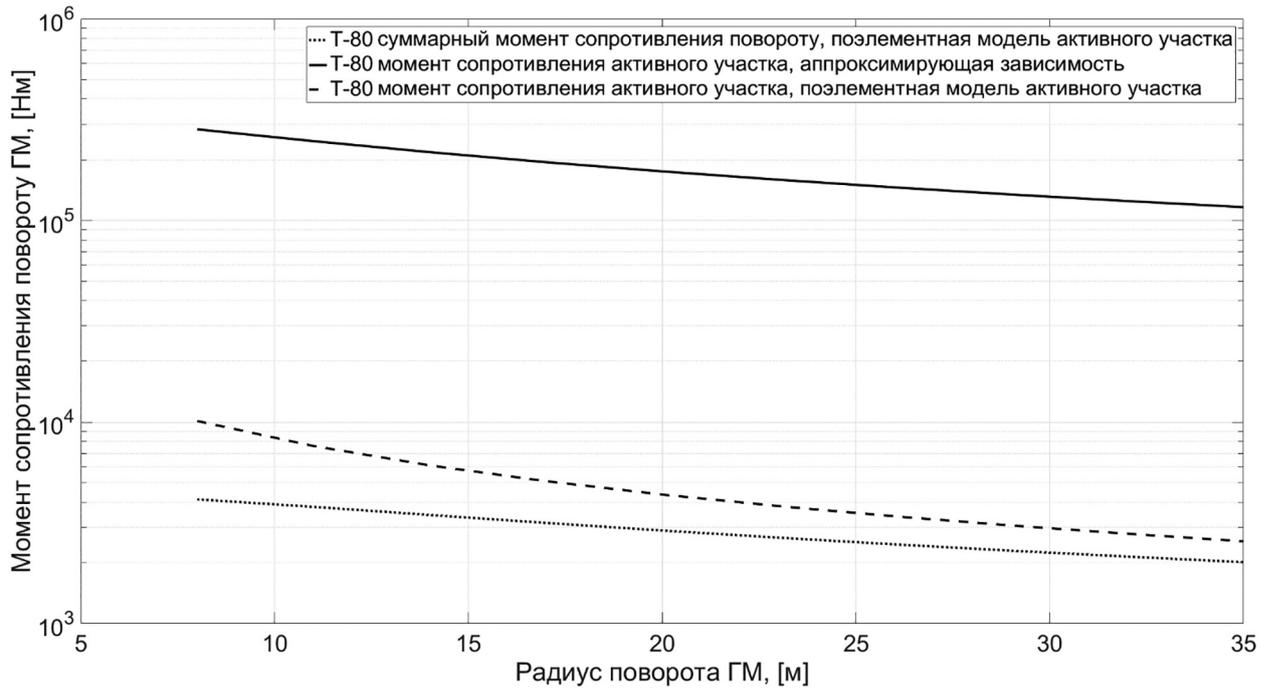


Рис. 10. Результаты численных экспериментов определения момента сопротивления повороту, возникающего в активном участке гусеницы, с суммарным моментом сопротивления повороту Т-80

Fig. 10. Results of numerical experiments for determining the moment of resistance to turning, which occurs in the active section of the track, with the total moment of cornering resistance of T-80

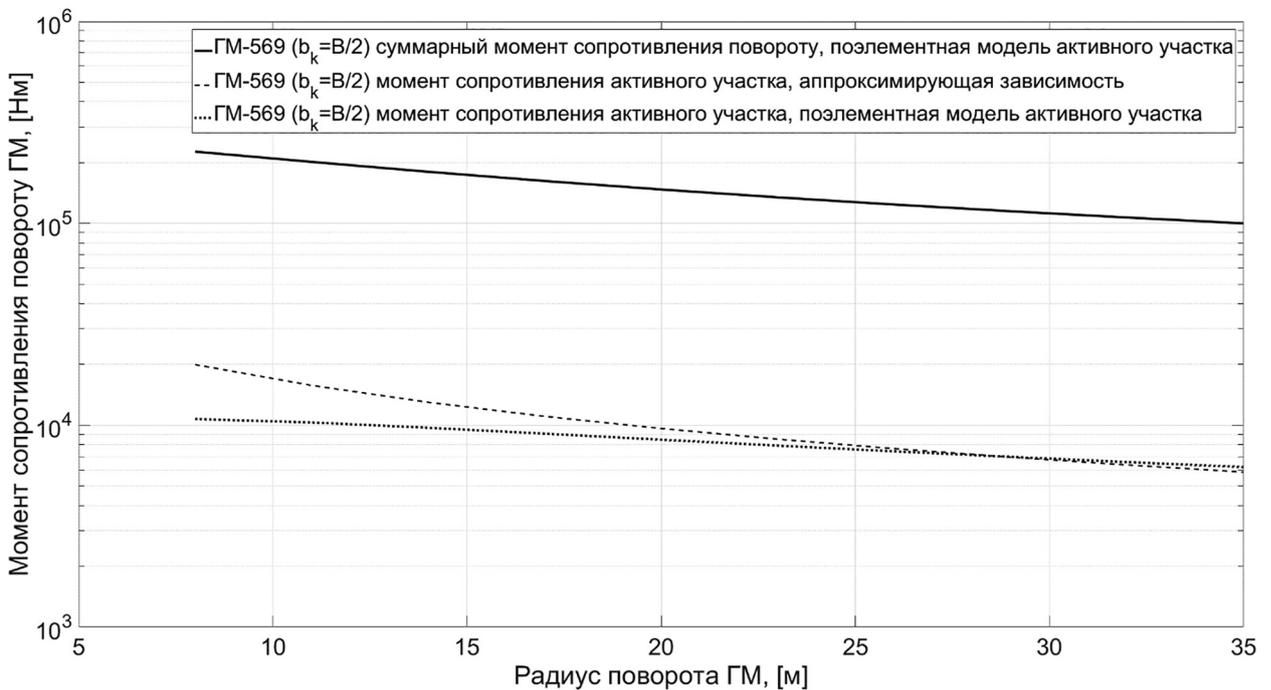


Рис. 11. Результаты численных экспериментов определения момента сопротивления повороту, возникающего в активном участке гусеницы, с суммарным моментом сопротивления повороту для ГМ-569 ( $b_k = B/2$ )

Fig. 11. Results of numerical experiments for determining the moment of cornering resistance, arising in the active section of the caterpillar, with the total moment of cornering resistance for GM-569 ( $b_k = B/2$ )

то есть оказывает низкое влияние на динамику поворота. В случае применения широких гусениц ( $b_k \rightarrow B/2$ ) указанные величины отличаются всего на один порядок.

### Вывод

Таким образом были проведены исследования по определению момента сопротивления повороту активных участков гусеницы, находящихся под опорными катками. Для этого использовалась модель, позволяющая разбивать пятно контакта на конечное число элементарных площадок. Для приблизительного определения момента сопротивления повороту активных участков гусеницы предложены зависимости (27) и (28).

Показано, что при исследовании большинства типов гусеничных машин вычисление момента сопротивления повороту активных участков гусеницы не имеет практического смысла. Однако указанный момент сопротивления необходимо учитывать в случае проведения расчетов для машин с широкими гусеницами (снегоходов, болотоходов и т.д.).

### Литература

1. Kitano M., Jyozaki H. A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicle // Journal of Terramechanics. 1976. Vol. 13. No. 4. Pp. 241–258.
2. Kitano M., Kuma M. An Analysis of Horizontal Plane Motion of Tracked Vehicles. Journal of Terramechanics. 1977. Vol. 14. No. 4. Pp. 211–226.
3. Kitano M., Watanabe K., Takaba Y., Togo K. Lane-Change Maneuver of High Speed Tracked Vehicles. Journal of terramechanics. 1988. Vol. 25. No. 2. Pp. 91–102.
4. Красеньков В.И., Харитонов С.А. Динамика криволинейного движения транспортной гусеничной машины // Труды МВТУ. 1980. № 339. С. 3–67.
5. Бекетов С. А. Теория управляемого движения гусеничных машин. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. 125 с.
6. Павлов В.В. Теория поворота гусеничных транспортных машин. Учебное пособие. М.: МАДИ (ТУ). 2000. 224 с.
7. Красеньков В.И., Ловцов Ю.И., Быкоянко А.В. Нормальные давления под гусеницей // Труды МВТУ. 1982. № 390. С. 3–12.
8. Васильев А.В. Докучаева Е.Н. [и др.]. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства / М: Машиностроение. 1969. 196 с.

9. Опейко Ф.А. Экспериментальное исследование анизотропного трения // МИМЭСХ: Сб. научно-технических трудов. М.: Советская наука. 1952. С. 57–64.
10. Антонов А.С., Благодрагов А.И., Бинович Я.Е. [и др.]. Танки основы теории и расчета / Под ред. М.К. Кристи. Москва/Ленинград: Главная редакция машиностроительной и автотракторной литературы. 1937. 436 с.
11. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М.: Машиностроение. 1986. 296 с.
12. Mehmet Nuri Цzdemir, Varlık Kılız, Y. Samim Ыnльsoy. A new contact & slip model for tracked vehicle transient dynamics on hard ground // Journal of Terramechanics. 2017. № 73. P. 3–23. doi: 10.1016/j.jterra.2017.07.001.
13. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение. 1990. 352 с.
14. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение. 1970. 176 с.
15. Никитин А.О. Теория танка. М.: Типография Военной ордена Ленина академии бронетанковых войск, 1962. 584 с.

### References

1. Kitano M., Jyozaki H. A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicle // Journal of Terramechanics. 1976. Vol. 13. No. 4. Pp. 241–258.
2. Kitano M., Kuma M. An Analysis of Horizontal Plane Motion of Tracked Vehicles. Journal of Terramechanics. 1977. Vol. 14. No. 4. Pp. 211–226.
3. Kitano M., Watanabe K., Takaba Y., Togo K. Lane-Change Maneuver of High Speed Tracked Vehicles. Journal of terramechanics. 1988. Vol. 25. No. 2. Pp. 91–102.
4. Krasnen'kov V.I., Kharitonov S.A. Dynamics of curved movement of a transport tracked vehicle. Trudy MVTU. 1980. No 339, pp. 3–67 (in Russ.).
5. Beketov S.A. Teoriya upravlyayemogo dvizheniya gusenichnykh mashin [The theory of controlled movement of tracked vehicles]. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N. E. Baumana Publ. 2017. 125 p.
6. Pavlov V.V. Teoriya povorota gusenichnykh transportnykh mashin [The theory of turning of tracked transport vehicles]. Uchebnoye posobiye. Moscow: MADI(TU) Publ. 2000. 224 p.
7. Krasnen'kov V.I., Lovtsov YU.I., Bykoyanko A.V. Normal pressures under the track. Trudy MVTU. 1982. No 390, pp. 3–12 (in Russ.).

8. Vasil'yev A.V. Dokuchayeva YE.N. [i dr.]. Vliyaniye konstruktivnykh parametrov gusenichnogo traktora na yego tyagovo-stsepn-yye svoystva [Influence of design parameters of a caterpillar tractor on its traction and coupling properties]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1969. 196 p.
9. Opeyko F.A. Experimental study of anisotropic friction. MIM·ESKH: Sb. nauchno-tekhnicheskikh trudov. Moscow: Sovetskaya nauka Publ., 1952, pp. 57–64 (in Russ.).
10. Antonov A.S., Blagonravov A.I., Binovich YA.E. [i dr.]. Tanki osnovy teorii i rascheta [Tanks fundamentals of theory and calculation]. Pod red. M.K. Kri-sti. Moskva/Leningrad: Glavnaya redaktsiya mashinostroitel'noy i avtotraktornoy literatury Publ. 1937. 436 p.
11. Platonov V.F., Leishvili G.R. Gusenichn-yye i kole-sn-yye transportno-tyagov-yye mashiny [Tracked and wheeled transport and traction vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ. 1986. 296 p.
12. Mehmet Nuri Iqzdemir, Varlık Kılız, Y. Samim Bnlısoy. A new contact & slip model for tracked vehicle transient dynamics on hard ground. Journal of Terramechanics. 2017. No 73. P. 3–23. doi: 10.1016/j.jterra.2017.07.001.
13. Smirnov G.A. Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin [The theory of motion of wheeled vehicles]: Uchebnik dlya studentov mashinostroitel'nykh spetsial'nostey vuzov. 2-e izd., dop. i pererab. Moscow: Mashinostroyeniye Publ. 1990. 352 p.
14. Farobin YA.E. Teoriya povorota transportnykh mashin [The theory of turning of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ. 1970. 176 p.
15. Nikitin A.O. Teoriya tanka [Tank theory]. Moscow: Tipografiya Voennoy ordena Lenina akademii bronetankovykh voysk Publ., 1962. 584 p.

## INVESTIGATION OF THE COMPONENTS OF THE CORNERING RESISTANCE OF A TRACKED VEHICLE ON A SOLID SUPPORT BASE

PhD in Engineering **B.V. Padalkin**

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

padalkin@bmstu.ru

*The purpose of the study is to increase the completeness and reliability of approaches to determining the components of the cornering resistance a tracked vehicle, as well as to create a method for their assessment, which will be suitable for practical calculations.*

*The article analyzes two components of the moment of cornering resistance of the tracked vehicle, which can be distinguished if we consider the interaction of the caterpillar with the support base through separate contact spots (active sections of the tracks located under the road wheels). The first component arises from the linear movement of the active sections of the tracks. The second is caused by the rotational movement of the contact patch about the vertical axis.*

*The paper presents a mathematical model of the interaction of the propeller and a dense support base, which makes it possible to study the dependence of the components of the moment of cornering resistance on the geometric parameters of the undercarriage of a tracked vehicle. The horizontal reaction force in this case is presented as a function of the slip coefficient. The possibility of realizing various adhesion qualities of the propulsion unit in the longitudinal and transverse directions of sliding is provided. The model assumes a preliminary division of the contact patch into a finite number of elementary areas. Since the number of elementary sites affects the result, the article conducted a study to determine the minimum number of sites to ensure acceptable accuracy.*

*An analysis of the expressions available in the literature was carried out to determine the specified component of the cornering resistance. The new empirical relationships that better agree with the mathematical model were proposed. The study of several existing tracked vehicles, differing in the mass and size of the track support surface, made it possible to conclude that it is advisable to take into account the moment of cornering resistance of the contact patch for various types of tracked vehicles.*

**Keywords:** tracked vehicle, turn, cornering resistance, active track area.

**Cite as:** Padalkin B.V. Investigation of the components of the cornering resistance of a tracked vehicle on a solid support base. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 51–62 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-51-62.

# ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ГУСЕНИЧНОГО РОБОТА

д.т.н. Сарач Е.Б.<sup>1</sup>, Ткачев Я.А.<sup>2</sup>, Крохин М.Э.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

<sup>2</sup>Филиал АО «ЦЭНКИ» – НИИ СК, Москва, Россия

check-26@yandex.ru

*В настоящее время стремительно развивается область машиностроения, включающая создание роботизированных быстроходных машин. Проектирование систем поддрессоривания таких машин должно сопровождаться выполнением определенных требований, которые в настоящее время не сформулированы. Учитывая, что в корпусе быстроходного робота нет человека, применение требований к подвескам экипажных машин не является обоснованным.*

*С целью выработки рекомендаций по выбору характеристик систем поддрессоривания быстроходных гусеничных роботов определяются объекты исследования, масса которых находится в диапазоне от 1000 до 10000 кг. Для объектов массой менее 1000 кг система поддрессоривания не требуется. Объекты массой более 10000 кг будут создаваться на базе существующих серийных машин. В основе проводимого исследования учитывается положение о том, что к рассматриваемому классу машин не предъявлено ограничений по диапазону собственных частот колебаний корпуса. Учитывая, что для быстроходных гусеничных роботов сохраняется одно из основных требований – обеспечение высокой средней скорости, предлагается увеличить жесткость подвески с целью исключения резонанса из диапазона возможных скоростей движения.*

*С использованием принятых положений проводится исследование системы поддрессоривания повышенной жесткости. Моделируется движение по трассам гармонического профиля в резонансном режиме и разбитой грунтовой дороге.*

*Результаты исследования показывают, что характеристики системы поддрессоривания, выбранные по предложенной методике, позволяют двигаться по трассе гармонического профиля в резонансном режиме без пробоев подвески. Скорость движения по трассе с разбитой грунтовой дорогой ограничена значением, превышение которого приводит к значительным колебаниям корпуса и росту нагрузки на элементы системы поддрессоривания. Отсутствие пробоев обуславливает снижение нагруженности подвески, что позволяет уменьшить массу ее элементов.*

**Ключевые слова:** безэкипажные машины, быстроходные гусеничные роботы, характеристики системы поддрессоривания.

**Для цитирования:** Сарач Е.Б., Ткачев Я.А., Крохин М.Э. Выбор характеристик системы поддрессоривания быстроходного гусеничного робота // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 63–70. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-63-70.

## Введение

Быстроходные гусеничные роботы становятся все более востребованными к применению как в целях выполнения боевых задач и обеспечения безопасности, так и для решения общепромышленных, сельскохозяйственных проблем.

Создание таких средств и их использование на практике сопряжено с определенными трудностями. Безэкипажные машины (роботы) как продукт отдельной области машиностроения появились сравнительно недавно. Существующие потребности в такой технике вынуждают увеличивать разрыв между созда-

нием опытных образцов изделий и научного обоснования при выборе технических решений при их проектировании. На сегодняшний день наблюдается некоторое отставание теоретических знаний от готовой продукции, которая уже сегодня применяется для решения тех или иных задач. Данное несоответствие может негативно сказываться на технических характеристиках или заведомо снижать эффективность изделия, его надежность и долговечность. В частности, для быстроходных гусеничных роботов не решен вопрос о том, какими характеристиками должна обладать система поддрессоривания.

В случае традиционной машины, внутри которой находится человек, существуют определенные требования, предъявляемые к подвеске. В соответствии с этими требованиями есть критерии, которые должны быть выполнены. В основе таких требований заложено условие, которое заключается в том, чтобы обеспечить нормальное самочувствие экипажа во всех возможных режимах движения машины. Применение данных требований к подвескам быстроходных гусеничных роботов является нецелесообразным. С учетом перспективы развития безэкипажной техники выявленная проблема является актуальной.

### **Цель исследования**

В связи с изложенным целью настоящего исследования является формирование специальных требований, учитывающих особенности быстроходных гусеничных роботов и позволяющих принимать целесообразные технические решения при выборе характеристик системы поддрессирования.

Известно, что боевой робот «Уран-9» (рис. 1) российского производства уже применялся в реальных боевых операциях, в результате чего была выявлена необходимость в его доработке [1]. Пример зарубежного аналога – боевой робот *Ripsaw M5* (рис. 2), который является возможным участником американской программы боевых робототехнических машин (*Robotic Combat Vehicle*), направленной на использование боевых роботов в качестве помощников солдат на поле боя [2].

В качестве исследуемых быстроходных гусеничных роботов будут рассматриваться образцы, масса которых находится в диапазоне от 1000 до 10000 кг. Машины массой менее 1000 кг, как правило, не являются быстроходными и система поддрессирования для них не требуется. Объекты массой более 10000 кг входят в номенклатуру существующих машин. Для них будет производиться модернизация с целью использования в качестве мобильного робота, что является экономически целесообразным решением.

Проектирование подвески сопровождается расчетом системы поддрессирования, основной задачей которого является выбор характеристик упругого элемента и амортизатора с учетом определенных ограничений. Для экипажных машин эти ограничения основаны на присутствии человека в корпусе и необхо-

димости обеспечить его нормальное самочувствие во всех возможных режимах движения.

Известно, что одним из основных требований, предъявляемых к подвескам экипажных машин, является обеспечение высокой плавности хода. К характеристикам плавности хода относят динамическое воздействие на корпус при прохождении неровностей местности и значение скорости прямолинейного движения, которое можно реализовать в данных условиях без возникновения пробоя. В соответствии с этими характеристиками показателями плавности хода являются скорость прямолинейного движения машины по неровностям, ускорения колебательного движения корпуса, проходная высота неровностей. Из перечисленных показателей ограничения накладываются на ускорения колебательного движения корпуса, так как медицинскими нормами установлено допустимое воздействие на организм человека кратковременных перегрузок не более  $3,5g$  ( $g$  – ускорение свободного падения), в то же время значения высокочастотных ускорений не должно превышать  $0,5g$ . Согласно [3], в случае пробоя вертикальные ускорения корпуса могут достигать значений  $50–100 \text{ м/с}^2$ .



**Рис. 1.** Боевой робот «Уран-9»

*Fig. 1. Uran-9 robot*



**Рис. 2.** Боевой робот *Ripsaw M5*

*Fig. 2. Ripsaw M5 robot*

В случае безэкипажных машин такие ограничения теряют актуальность. В связи с этим обоснована необходимость сформулировать критерии, которые будут использоваться при выборе характеристик системы поддрессирования безэкипажных машин.

**Описание методики выбора характеристик системы поддрессирования**

Выбор характеристик упругого элемента экипажных машин производится исходя из рекомендуемых значений периода продольно-угловых колебаний корпуса, находящихся в диапазоне 0,5...1,8 с [4]. Выход за пределы данного диапазона, как правило, приводит к возрастающим высокочастотным ускорениям или сильным раскачиваниям корпуса, что ведет к ухудшению самочувствия экипажа. Период продольно-угловых колебаний и частота собственных частот колебаний для безэкипажной машины таких ограничений не имеют. В связи с этим предлагается увеличить собственную частоту колебаний корпуса с целью выведения ее из области частот, в которой наиболее вероятен режим резонанса с возникновением пробоя подвески.

Для исключения пробоя рекомендуется принимать значения периода колебаний менее 0,5 с, что соответствует повышению жесткости упругих элементов и влечет за собой увеличение собственной частоты колебаний корпуса (рис. 3). Также следствием повышения жесткости подвески является снижение влияния продольных сил на колебания корпуса машины при разгоне и торможении [5].

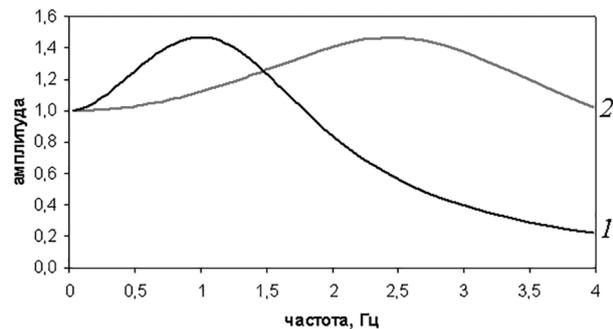
На рис. 4 представлен условный график упругих характеристик, качественно демонстрирующий, как изменяются реализуемые упругим элементом силы при повышении жесткости упругого элемента. При увеличении жесткости характеристика упругого элемента из 1 переходит в 2, при этом увеличивается коэффициент динамичности подвески  $K_d$  ( $K_{d1} = 5, K_{d2} = 15$ ). При расчете на прочность направляющих элементов подвески (балансиров) экипажных гусеничных машин максимальное усилие, которое возникает при пробое подвески, принимается  $3P_{max}$ , [4]. В случае подвески повышенной жесткости

$$P_{max2} = 3P_{max1}$$

то есть нагрузки, реализуемые характеристикой упругого элемента 2 при движении

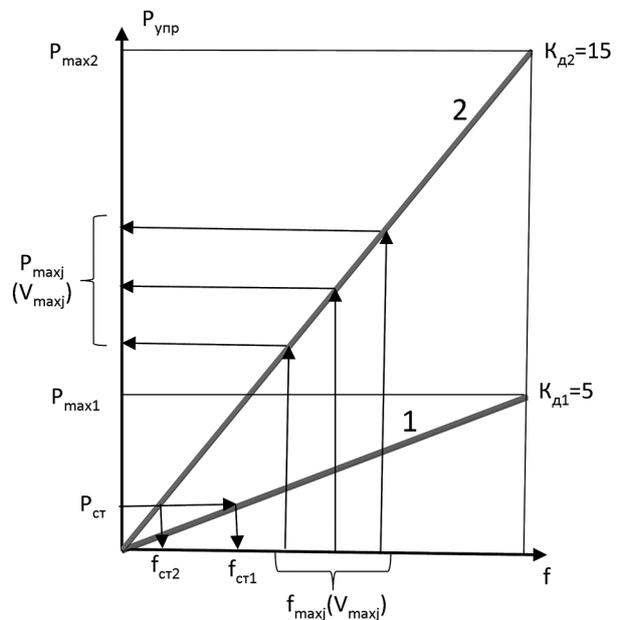
без пробоев будут меньше или равны тем нагрузкам, которые используются при традиционных расчетах. Следовательно, можно снизить размер сечения и массу балансиров.

Далее, при определении нагрузок в ходовой части предлагается моделировать движение машины по разбитой грунтовой дороге или по гармоническому профилю согласно требованиям к подвескам быстроходных гусеничных машин – с высотой неровностей 0,2 м и длиной неровностей 1,5; 2,0 и 2,5 базы



**Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика; 1 – подвеска экипажной машины; 2 – подвеска повышенной жесткости безэкипажной машины**

*Fig. 3. Amplitude-frequency characteristic: 1 – suspension of the crew vehicle; 2 – suspension of increased stiffness of an unmanned vehicle*



**Рис. 4. Схема характеристик упругого элемента подвески;**

1 – обычная жесткость; 2 – повышенная жесткость

*Fig. 4. Diagram of the characteristics of the elastic suspension element:*

1 – standard stiffness; 2 – increased stiffness

машины на максимальной скорости. При этом с ростом скорости будут увеличиваться прыжки машины и их количество. Следовательно, будут увеличиваться хода подвески и возникающие нагрузки. Пробоев подвески не будет вследствие большого коэффициента динамичности подвески.

В итоге исходя из требований по скорости движения для мобильного робота определяются максимальные часто возникающие усилия в направляющем элементе подвески, а по ним прогнозируются размеры и вес ходовой части робота. Это позволит установить связь между скоростью движения машины и относительной массой ходовой части, что даст возможность на начальном этапе проектирования мобильного робота при заданной скорости движения оценить массу ходовой части, а, следовательно, и полезную нагрузку. Так как соотношение полезной нагрузки к полной массе машины является одним из основных аспектов, которые определяют соответствие машины своему назначению, а также дает возможность в дальнейшем применять решения по модернизации машины без каких-либо существенных изменений конструкции, в частности, подвески, данное исследование является актуальным.

### Выбор характеристик системы поддрессирования

Используя изложенные положения, проводим исследование по выбору характеристик независимой торсионной системы поддрессирования с гидравлическими амортизаторами из состава быстроходного гусеничного робота, имеющего массу 10000 кг.

Период продольно-угловых колебаний  $T$  корпуса принимается равным 0,4 с, что соответствует диаметру торциона 0,06 м для рассматриваемого объекта. Коэффициент динамичности подвески – отношение максимальной силы  $P_{\max}$  к статической силе  $P_{\text{ст}}$  в данном случае составляет 9,4. Полученная характеристика упругого элемента представлена на рис. 5.

Следующим шагом является выбор характеристики амортизатора. Учитывая, что резонансный режим движения не достигается, уровень демпфирования может быть меньше по сравнению с характеристиками, выбираемыми для экипажных машин. Данное решение позволит избежать избыточных силовых воздействий на каток.

На первом этапе проводится исследование на трассе с периодическими неровностями высотой 0,2 м в соответствии с характеристиками полигонных трасс. Скорость дви-

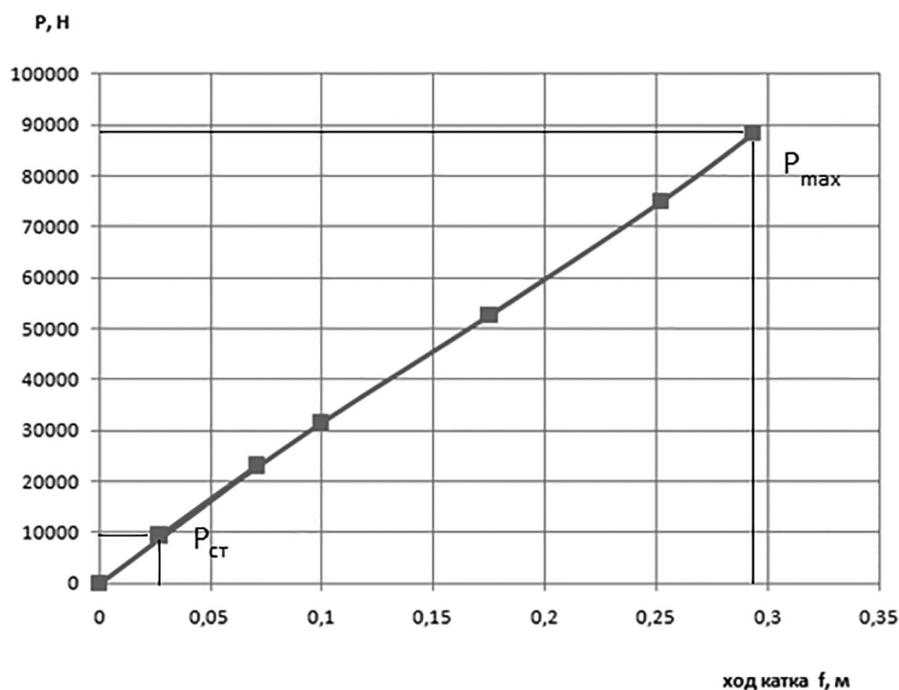


Рис. 5. Характеристика упругого элемента подвески (торциона), приведенная к вертикальному перемещению катка

Fig. 5. The characteristic of the elastic suspension element (torsion bar), reduced to the vertical displacement of the roller

жения, соответствующая режиму резонанса 14,3 м/с (51,5 км/ч) [4]. Расчетная скорость – 12,5 м/с (45 км/ч). Длина неровностей принимается равной двум базам машины.

Выбор коэффициента сопротивления амортизатора на прямом ходе должен осуществляться исходя из условия обеспечения минимальной силы, действующей на каток, с учетом обеспечения гашения колебаний корпуса. Коэффициент сопротивления амортизатора на обратном ходе следует подбирать, обеспечивая независание катка. Полученная характеристика представлена на рис. 6.

### Анализ результатов исследования

По результатам моделирования заезда каток не достиг отбойника, пробоя не возникло. Запись хода катка представлена на рис. 7. Значение силы, действующей на каток, составило  $9,6P_{ст}$  (рис. 8).

На втором этапе проведено моделирование движения по трассе типа разбитая грунтовая дорога, которая имеет случайный профиль. Выбранные характеристики подвески позволяют двигаться на скорости 8,3 м/с (30 км/ч). При этом ход катка (рис. 9) не достигает максимального значения, сила в подвеске ниже значения  $P_{max}$  (рис. 10), следовательно пробой отсутствует.

Дальнейшее повышение скорости приводит к сильным раскачиваниям корпуса и непрерывному отрыву катков от поверхности земли.

### Заключение

Таким образом, при формировании требований к подвеске быстроходных гусеничных роботов учтено отсутствие ограничений по диапазону собственных частот колебаний корпуса, на основании чего предложено вывести резонансную скорость из диапазона возможных значений скоростей.

По результатам расчета с применением предложенного метода полученная система поддрессирования позволяет реализовать движение по разбитой грунтовой дороге со скоростью 8,3 м/с (30 км/ч). В резонансном режиме при движении по трассе с периодическими неровностями пробой подвески отсутствует.

В случае дальнейшего повышения скорости движения необходимо проводить оценку нагруженности элементов подвески с последующей оценкой относительной массы подвески, которая влияет на массовую долю полезной нагрузки.

Следует отметить, что в рассмотренном методе выбора характеристик системы поддрессирования уровень ускорений корпуса машины не учитывается и не ограничивается.

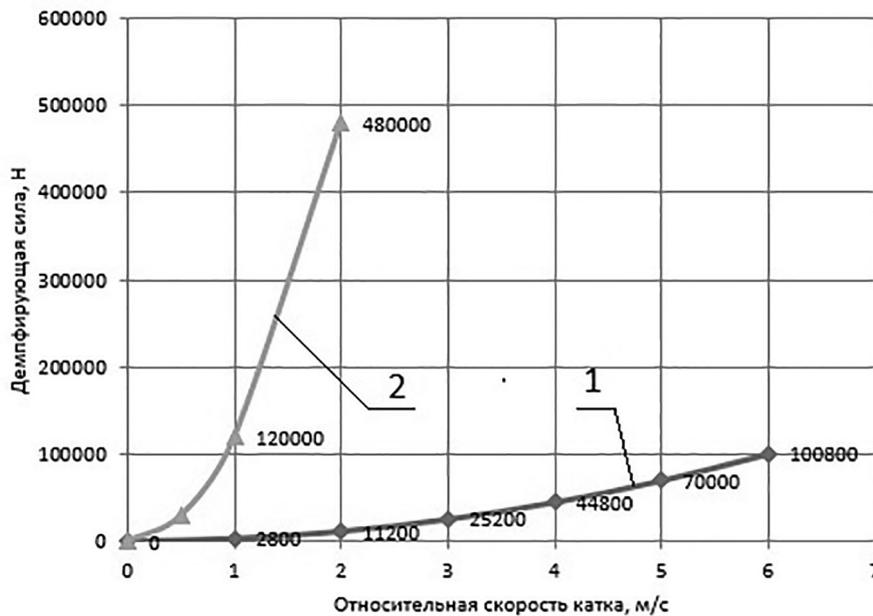


Рис. 6. Характеристика амортизатора:  
 1 – прямой ход катка, 2 – обратный ход катка

Fig. 6. Shock absorber characteristic: 1 – straight run of the roller, 2 – reverse run of the roller

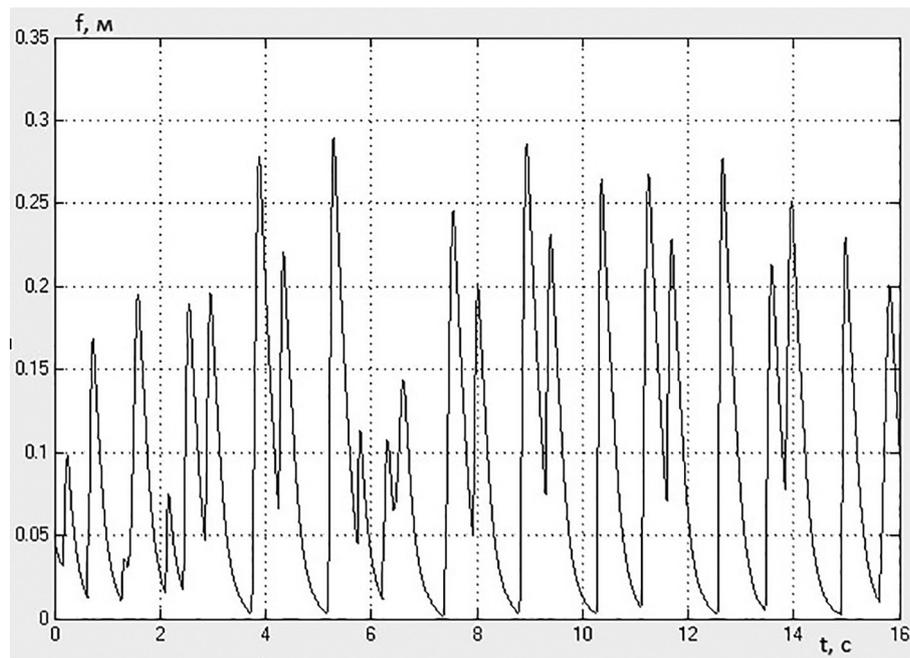


Рис. 7. Запись хода катка

Fig. 7. Roller track recording

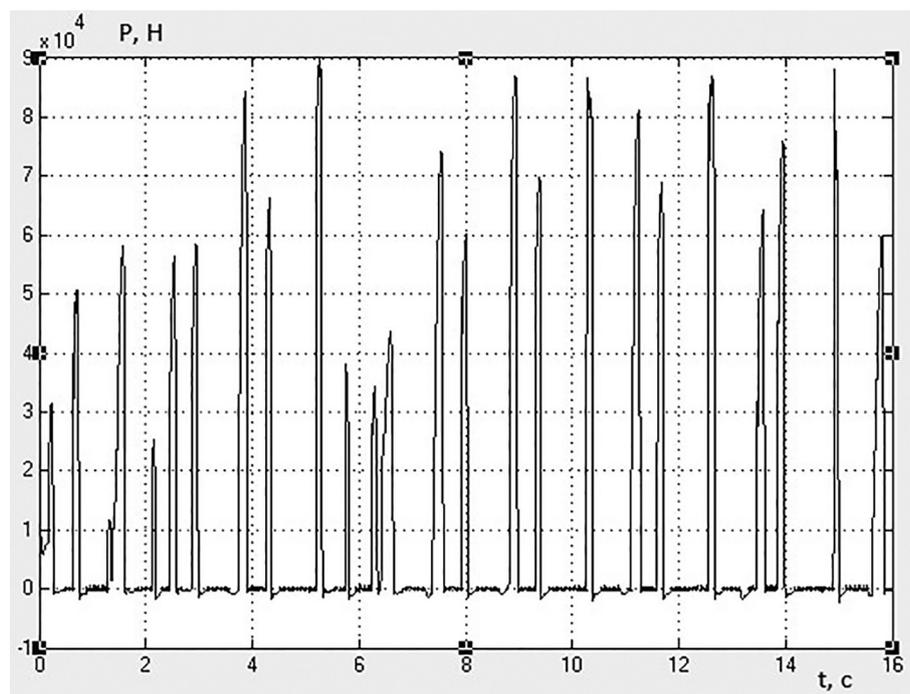


Рис. 8. Запись силы в подвеске

Fig. 8. Recording of force in suspension

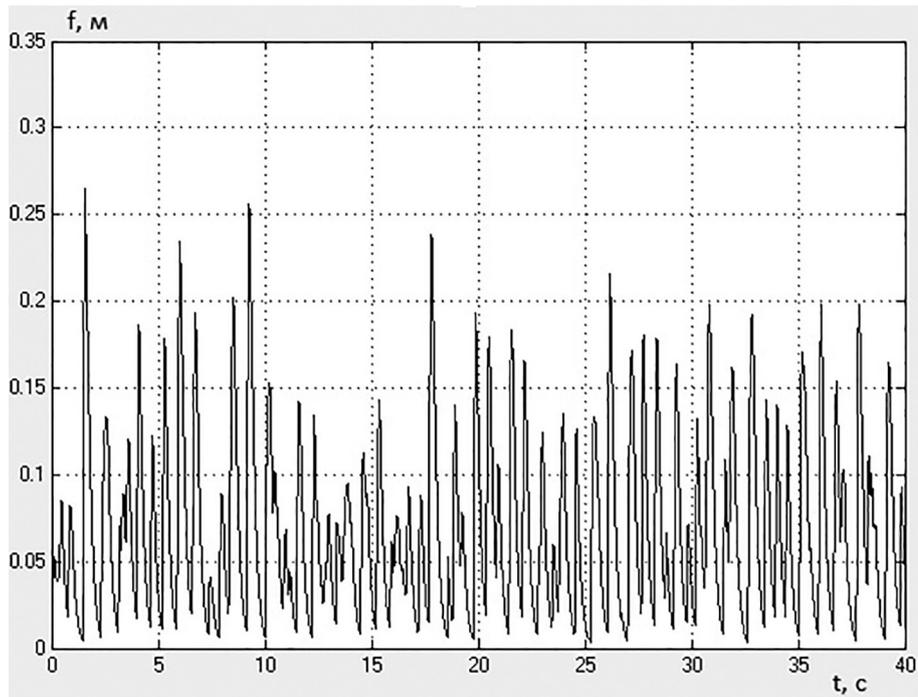


Рис. 9. Запись хода катка  
*Fig. 9. Roller track recording*

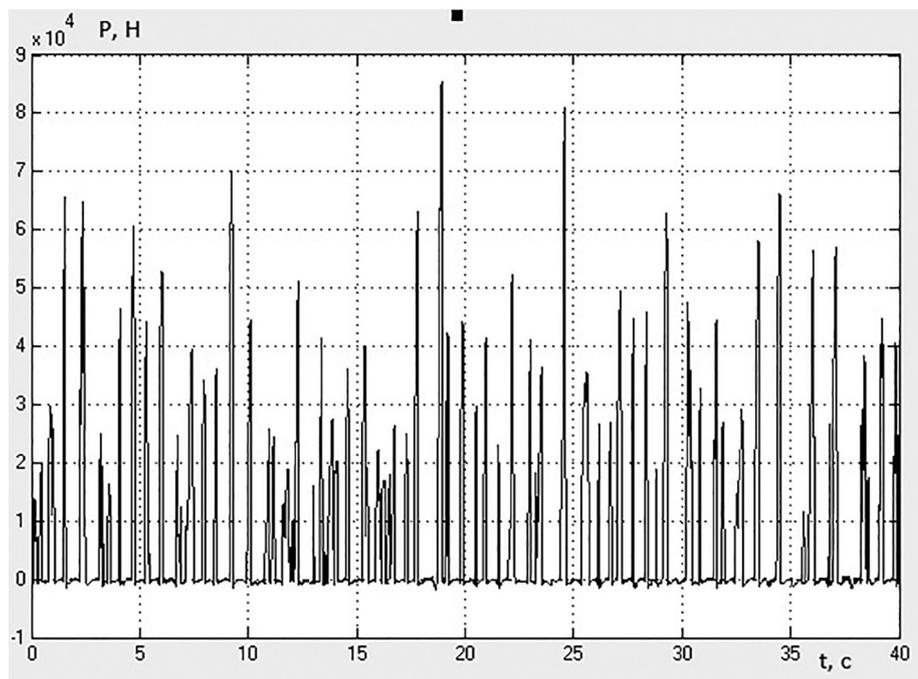


Рис. 10. Запись силы в подвеске  
*Fig. 10. Recording of force in suspension*

## Литература

1. РИА Новости. Боевой робот «Уран-9» приняли на вооружение российской армии. URL: <https://ria.ru/20190124/1549807789.html> (дата обращения 17.07.2020).
2. M. Ball. Unmanned System Technology. Multy-Mission Battlefield UGV Launched. URL: <https://www.unmannedsystemstechnology.com/2019/10/multi-mission-battlefield-ugv-launched/> (дата обращения 17.07.2020).
3. Абрамов Б.А., Брагин Ю.И., Вавилов Е.В. Теория и конструкция танка. Т. 6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1985. 244 с.
4. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин. Часть 1. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 40 с.
5. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1976. 207 с.
5. <https://ria.ru/20190124/1549807789.html> (accessed: 17.07.2020).
2. M. Ball. Unmanned System Technology. Multy-Mission Battlefield UGV Launched. URL: <https://www.unmannedsystemstechnology.com/2019/10/multi-mission-battlefield-ugv-launched/> (accessed: 17.07.2020).
3. Abramov B.A., Bragin YU.I., Vavilov YE.V. Teoriya i konstruktsiya tanka. T. 6. Voprosy proyektirovaniya kho-dovoy chasti voyennykh gusenichnykh mashin [Theory and design of the tank. T. 6. Questions of the design of the undercarriage of military tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 244 p.
4. Dyadchenko M.G., Kotiyev G.O., Sarach YE.B. Konstruktsiya i raschet podvesok bystrokhodnykh gusenichnykh mashin. Chast' 1 [Design and calculation of suspensions of high-speed tracked vehicles. Part 1]. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2007. 40 p.
5. Dmitriyev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and calculation of nonlinear suspension systems for tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 207 p.

## References

1. RIA Novosti. Boyevoy robot «Uran-9» prinyali na vooruzheniye rossiyskoy armii. URL:

## SELECTION OF THE CHARACTERISTICS OF THE SUSPENSION SYSTEM OF THE HIGH-SPEED TRACKED ROBOT

DSc in Engineering YE.B. Sarach<sup>1</sup>, YA.A. Tkachev<sup>2</sup>, M.E. Krokhin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

<sup>2</sup>Branch of the Center for operation of space ground-based infrastructure, Moscow, Russia  
check-26@yandex.ru

*Currently, the field of mechanical engineering is rapidly developing, including the creation of robotic high-speed vehicles. The design of suspension systems for such vehicles must be accompanied by the fulfillment of certain requirements, which are currently not formulated. Considering the thing that there is no person in the body of a high-speed robot, the application of the requirements for the suspensions of crew vehicles is not justified.*

*In order to develop recommendations on the choice of characteristics of suspension systems for high-speed tracked robots, the research objects, which mass is in the range from 1000 to 10000 kg are determined. No suspension system is required for objects weighing less than 1000 kg. Objects weighing more than 10,000 kg will be created on the basis of existing serial vehicles.*

*The study is based on the provision that the considered class of vehicles is not subject to restrictions on the range of natural frequencies of body vibrations. Considering that one of the main requirements remains for high-speed tracked robots – ensuring a high average speed, it is proposed to increase the suspension stiffness in order to exclude resonance from the range of possible travel speeds.*

*Using the accepted provisions, a study of the suspension system of increased stiffness is carried out. The movement along the tracks of a harmonic profile in resonance mode and a broken dirt road is simulated. The results of the study show that the characteristics of the suspension system, selected according to the proposed method, make it possible to move along the line of the harmonic profile in the resonant mode without suspension breakdowns.*

*The speed of movement on a broken dirt road is limited to a value, which exceeding leads to significant vibrations of the body and an increase in the load on the elements of the suspension system. The absence of breakdowns leads to a decrease in the loading of the suspension, which makes it possible to reduce the mass of its elements.*

**Keywords:** *unmanned vehicles, high-speed tracked robots, characteristics of the suspension system.*

**Cite as:** Sarach YE.B., Tkachev YA.A., Krokhin M.E. Selection of the characteristics of the suspension system of the high-speed tracked robot. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 63–70 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-63-70.

# ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ СЛЕДЯЩЕГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА С УЧЕТОМ МОДЕЛИ ТРЕНИЯ С ЭФФЕКТОМ ШТРИБЕКА

Киреева В.А., д.т.н. Труханов К.А.

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

valyavalenti97@yandex.ru

Целью работы является выбор оптимальных значений параметров цифрового ПИД-регулятора для устранения в системах автоколебаний, а также оптимизация вида переходных процессов следящего пневматического привода. Причиной исследования послужила проблема возникновения автоколебаний в пневматических системах при применении моделей трения наиболее приближенных к реальности. Научная новизна статьи состоит в создании компьютерной модели и применении методов оптимизации для улучшения качества переходных процессов пневматического следящего привода с учетом модели трения Штрибека.

Авторами статьи выполнена оптимизация переходных процессов следящего пневматического привода с учетом выбранной модели трения. В ходе работы при помощи компьютерного моделирования подобраны оптимальные параметры ПИД-регулятора, устранена неустойчивость системы. Для оптимизации работы системы был выбран метод градиентного спуска. Произведена оценка показателей качества переходных процессов до и после оптимизации. По результатам моделирования системы следящего пневматического привода можно сделать вывод о возможности применения метода градиентного спуска для определения параметров ПИД-регулятора.

Произведен переход от аналоговой (непрерывной) системы к цифровой (дискретной), для осуществления которого необходимо определить период дискретизации. В статье указаны основные методы определения периода дискретизации и приведены недостатки этих методов. Анализ результатов показывает, что методы, описанные в статье, следует применять лишь для первого приближения, а значение указанной величины должно выбираться из расчета минимальной погрешности между аналоговой (непрерывной) и цифровой (дискретной) системой. Погрешность менее 1 % позволяет осуществить выбор программируемого логического контроллера. Тема статьи является актуальной для научного исследования и включает предоставление практических рекомендаций по определению параметров цифрового ПИД-регулятора и подбору контроллера специалистам, кто занимается проектированием систем, в состав которых включен следящий пневматический привод.

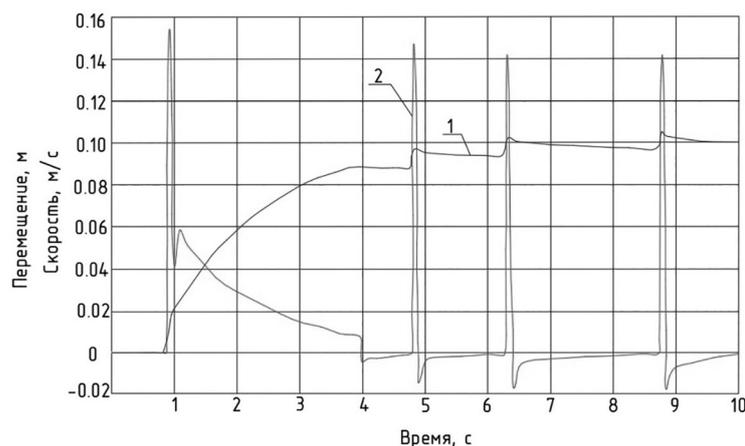
**Ключевые слова:** ПИД-регулятор, период дискретизации, качество переходного процесса, контроллер, оптимизация, привод пневматический следящий.

**Для цитирования:** Киреева В.А., Труханов К.А. Оптимизация переходных процессов следящего пневматического привода с учетом модели трения с эффектом Штрибека // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 71–80. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-71-80.

## Введение

Для исследования воздействия на систему силы трения разработаны различные математические модели трения. Среди таких моделей трения можно выделить: модель вязкого трения, Кулонова трения, модель трения с эффектом Штрибека, а также динамические модели трения, такие как модель Даля или ЛуГре. При рассмотрении влияния таких моделей на устойчивость системы пневматических устройств было выявлено, что модели трения более приближенные к реальности, т.е. учитывающие как можно

больше свойств трения, могут оказывать действие на устойчивость системы, т.е. способность системы сохранять текущее состояние при влиянии внешних воздействий [1]. Наиболее широкое распространение получила модель трения, учитывающая эффект Штрибека, так как она обладает наиболее полным описанием процесса трения и относительной простотой. Анализ результатов показывает, что применение модели трения Штрибека для следящего пневматического привода приводит к неустойчивости системы (рис. 1) и возникновению в ней колебаний.



**Рис. 1. Графики переходных процессов исполнительного звена пневматического следящего привода при использовании модели трения Штрибека:**

1 – график изменения перемещения; 2 – график изменения скорости

*Fig. 1. Transient graphs of the actuator of the pneumatic servo drive when using the Striebeck friction model: 1 – graph of displacement change; 2 – graph of speed change*

Одним из способов получения желаемой точности и качества переходного процесса является применение регуляторов. Очевидно, что для данной системы с целью устранения колебаний необходимо ввести в состав ее структуры ПИД-регулятор и определить оптимальные его параметры.

Широкое распространение в области регулирования получили ПИД-регуляторы. Популярность таких регуляторов связана с простотой использования, возможностью применения в различных системах и низкой стоимостью. ПИД-регуляторы применяют в системах управления тогда, когда требуется улучшить как вид переходного процесса, так и точность установившегося значения. Под синтезом такого регулятора понимают расчет параметров настройки регулятора.

Можно выделить следующие методы синтеза ПИД-регуляторов: эмпирическая настройка, методы Зиглера-Никольса и производственные методы, алгебраические методы, методы модального синтеза, методы синтеза в частной области, методы оптимального синтеза, метод оптимальной передаточной функции замкнутой системы [2].

Несмотря на то, что к настоящему времени существует большое число рекомендаций по настройке, расчету и оптимизации параметров типовых регуляторов, универсальной методики их синтеза пока не предложено. При разработке программных алгоритмов определения оптимальных параметров ПИД-регулятора выбор

используемого математического алгоритма представляет собой компромисс между точностью приближения к точке оптимума, временными затратами электронной вычислительной машины и простотой реализации [3].

Для технического воплощения ПИД-регулятора необходимо перейти от аналоговой (непрерывной) системы к цифровой (дискретной). Это напрямую связано с тем, что основой всех систем управления является микропроцессор, который оперирует с переменными, полученными из аналоговых сигналов после их дискретизации по времени и квантования по уровню. Для этого необходимо правильно выбрать шаг дискретизации. Кроме того, переход к цифровой системе и правильный выбор шага дискретизации дает возможность подобрать для системы программируемый логический контроллер. Такой контроллер позволит автоматизировать систему, а значит повысить эффективность и безопасность производственного процесса.

#### **Подбор параметров ПИД-регулятора**

ПИД-регулятор измеряет отклонение стабилизируемой величины от заданного значения и выдает управляющий сигнал, являющийся суммой трех слагаемых, первое из которых пропорционально этому отклонению, второе пропорционально интегралу отклонения и третье пропорционально производной отклонения [4]. Такой регулятор описывается выражением:

$$y(t) = P \cdot e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_0^t e(t) dt + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}, \quad (1)$$

где  $t$  – время;  $P$  – коэффициент пропорциональности;  $T_i$  – постоянная интегрирования;  $T_d$  – постоянная дифференцирования;  $e(t)$  – сигнал рассогласования (ошибка) [5].

Тогда передаточная функция регулятора имеет вид:

$$W(s) = P + I \frac{1}{s} + D \frac{N}{1 + N \frac{1}{s}}, \quad (2)$$

где  $s$  – оператор Лапласа;  $I = \frac{1}{T_i}$  – коэффициент

интегрирующего звена;  $D = T_d$  – коэффициент дифференцирующего звена;  $N$  – коэффициент фильтра.

Фильтр используется для ослабления помех, усиленных дифференциатором.

Блок-схема регулятора представлена на рисунке 2.

Задачей оптимизации называется задача поиска минимума скалярной функции на множестве значений ее аргумента, удовлетворяющих некоторым ограничениям [6]. В отношении ПИД-регулятора задача оптимизации – определение оптимальных коэффициентов (параметров) регулятора, удовлетворяющих критериям качества переходных процессов системы.

В настоящее время существует большое разнообразие алгоритмов и методов поиска

оптимума, основанных на различных математических методах. Их можно разделить на два типа: методы локальной оптимизации и глобальной. Преимуществами методов локальной оптимизации является уменьшение временных затрат на поиск решения по сравнению с глобальными, однако возможно попадание решения в локальный минимум.

Одним из таких методов локальной оптимизации является метод градиентного спуска. Основная идея метода градиентного спуска состоит в нахождении локального минимума или максимума функции, двигаясь в направлении ее наиболее быстрого убывания, которое определяется антиградиентом:

$$\begin{aligned} P[j+1] &= P[j] - H \cdot \nabla F(P[j]), \\ T_i[j+1] &= T_i[j] - H \cdot \nabla F(T_i[j]), \\ T_d[j+1] &= T_d[j] - H \cdot \nabla F(T_d[j]), \end{aligned} \quad (3)$$

где  $j$  – номер итерации определения оптимального параметра;  $\nabla F$  – градиент функции;  $H$  – шаг, с которым осуществляется градиентный спуск (на практике шаг может выбираться постоянным, дробным, переменным).

Применение постоянного или дробного шага может привести к расходимости метода. Поэтому целесообразно выбирать шаг градиентного спуска переменным, что позволяет сократить количество итераций и увеличить вероятность сходимости. Такой метод требует определение шага  $H$  при помощи одномерной оптимизации. При использовании

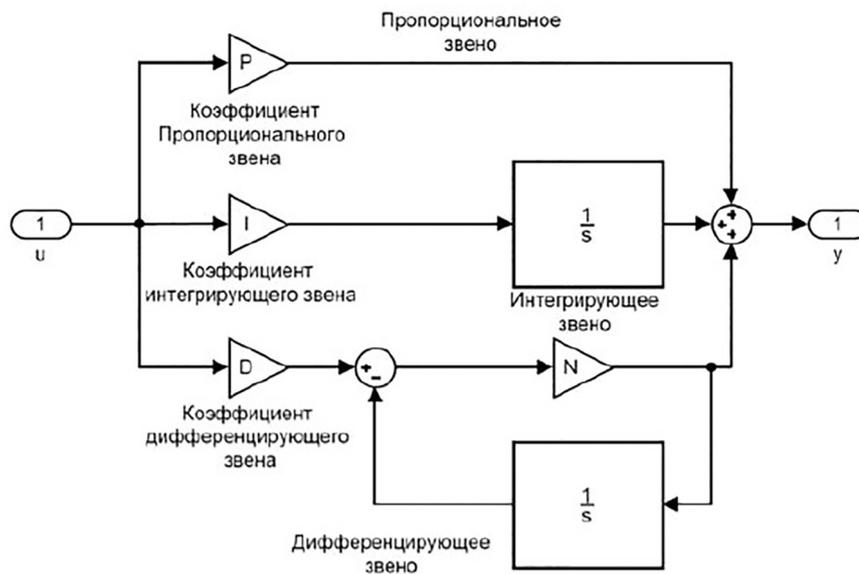


Рис 2. Блок-схема ПИД-регулятора [5]

Fig. 2. PID controller block diagram [5]

дифференцируемого по каждому параметру ПИД-регулятора шага градиентного спуска сходимость метода улучшается, а количество итераций поиска оптимума уменьшается [3]. Формулы при использовании дифференцированного шага преобразуются:

$$\begin{aligned} P[j+1] &= P[j] - H[P] \cdot \nabla F(P[j]), \\ T_i[j+1] &= T_i[j] - H[T_i] \cdot \nabla F(T_i[j]), \\ T_d[j+1] &= T_d[j] - H[T_d] \cdot \nabla F(T_d[j]). \end{aligned} \quad (4)$$

Шаг по каждому параметру ПИД-регулятора определяется исходя из следующих условий [3]:

$$\begin{aligned} F(P[j] - H[P] \cdot \nabla F(P[j])) &\rightarrow \min, \\ F(T_i[j] - H[T_i] \cdot \nabla F(T_i[j])) &\rightarrow \min, \\ F(T_d[j] - H[T_d] \cdot \nabla F(T_d[j])) &\rightarrow \min. \end{aligned} \quad (5)$$

Как известно, основным недостатком методов локальной оптимизации является то, что если функция помимо глобального экстремума имеет несколько локальных минимумов, то решение может сойтись к одному из них. Для устранения этой проблемы следует разбивать всю область поиска оптимальных параметров регулятора на части и для каждой части определять свой минимум. Тогда глобальный экстремум можно определить при анализе локального минимума каждой части.

В качестве критерия оптимизации используется интегральный критерий, реализующий математическую зависимость:

$$I(t) = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t u^2(\tau) d\tau}, \quad (6)$$

где  $u(\tau)$  – входной сигнал, подаваемый в блок оптимизации [5].

Если выполнен критерий останова, т.е. найдены оптимальные значения коэффициентов ПИД-регулятора, удовлетворяющие заданным условиям, то возвращается текущее значение  $P[j+1]$ ,  $T_i[j+1]$ ,  $T_d[j+1]$ .

### **Переход от аналоговой (непрерывной) системы к цифровой (дискретной)**

Развитие вычислительной техники привело к распространению цифровой обработки

информации. Это связано с тем, что логика в современных компьютерах построена на дискретных системах. Дискретной называется система, в состав которой помимо непрерывных динамических звеньев входит хотя бы один элемент, производящий квантование непрерывного сигнала в дискретный [7]. Такой переход имеет несколько положительных сторон.

Во-первых, переход от аналоговой системы к цифровой существенно уменьшает количество поступающих данных. Иными словами, можно использовать данные, взятые через определенные промежутки времени, и извлекать и передавать информацию для обработки цифровыми устройствами. Таким образом, при рациональном выборе шага дискретизации можно снизить затраты на хранение и обработку полученной информации.

Во-вторых, аналоговая система управления не может обеспечить таких же высоких показателей точности позиционирования, как дискретная, из-за дрейфа нуля операционных усилителей (самопроизвольного отклонения напряжения или тока на выходе усилителя от начального значения), на которых, как правило, реализуются устройства управления. Дискретные системы обладают более высокой помехозащищенностью и устойчивостью к возмущениям, имеют меньшие габариты и вес [7].

Для перехода из аналоговой системы к цифровой необходимо представить ПИД-регулятор в дискретном виде. Также для соединения цифровой части математической модели и ее аналоговой части необходимо использовать экстраполятор нулевого порядка. Экстраполятор применяется для связывания квантованных данных с непрерывными [5].

Тогда передаточная функция цифрового ПИД-регулятора имеет вид:

$$W(z) = P + I \cdot T \frac{1}{z-1} + D \frac{N}{1 + N \cdot T \frac{1}{z-1}}, \quad (7)$$

где  $z$  – дискретный преобразователь;  $T$  – период дискретизации.

Дискретизация по времени является первым этапом преобразования аналогового сигнала в последовательность цифровых отсчетов. Так как в процессе дискретизации аналоговый сигнал заменяется отсчетами, взятыми через интервал дискретизации  $T$ , то весьма важным является правильный выбор значения этого интервала. При увеличении  $T$  может

оказаться, что в паузах между последовательными отсчетами аналоговый сигнал заметно меняется, и это может привести к потере информации. При уменьшении  $T$  дискретный сигнал точнее соответствует исходному аналоговому, так как при уменьшении длительности паузы между последовательными отсчетами разница между значениями отсчетов также уменьшается. Оптимальным значением периода дискретизации принято считать такое значение  $T$ , при котором обеспечивается восстановление исходного аналогового сигнала по совокупности его дискретных отсчетов. Для определения этого значения существует несколько подходов.

Первый метод определения периода дискретизации на основании теоремы Котельникова (теоремы отсчетов). Минимальное значение частоты дискретизации должно удовлетворять равенству:

$$f_d = 2f_B, \quad (8)$$

где  $f_d = \frac{1}{T}$  – частота дискретизации сигнала;  $f_B$  – частота спектра сигнала.

Различные радиотехнические устройства (фильтры, усилители и другие) имеют ограниченную полосу пропускания, что приводит к ограничению спектра сигнала некоторой граничной частотой  $f_B$ , которая определяется свойствами получателя. Частота спектра определяется при разложении в ряд Фурье с заданной точностью.

Стоит заметить, что при увеличении частоты дискретизации более чем в 2 раза по сравнению с верхней частотой спектра возмущающих сигналов (по теореме Котельникова), дальнейшего улучшения качества регулирования не происходит. При выборе времени дискретизации необходимо учитывать также то, что время переходного процесса должно превышать период дискретизации  $T$ .

На практике используют второй способ, основанный на анализе вида переходного процесса: для выполнения требуемого качества регулирования шаг дискретизации не должен быть больше чем  $1/15 \dots 1/6$  от времени переходного процесса, или выбирается так, чтобы сделать влияние дискретизации незначительным, рекомендуют скорость квантования выбрать в 5–10 раз больше, чем полоса пропускания замкнутого контура [5].

### Анализ результатов

Для получения качественного управления ПИД-регулятор необходимо настроить по заданным критериям качества. В данной задаче критерием качества было выбрано качество переходного процесса, так как основной задачей работы была настройка ПИД-регулятора для получения наилучшего переходного процесса, что подразумевает минимальную колебательность, максимальную точность и устойчивость системы. Как известно, основными показателями для оценки качества переходного процесса являются: время переходного процесса (время, по истечению которого переходный процесс попадает в канал допустимых отклонений ( $\pm 0,5x_\infty$ ) [1]), статическая ошибка и динамическая ошибка. А значит, необходимо подбирать параметры ПИД-регулятора так, чтобы эти показатели были минимальными.

Критериями качества для оптимизации переходного процесса данной системы были заданы: начальное значение – 0 м, время роста – 5 секунд, время регулирования (время переходного процесса) – 7 секунд, перерегулирование – 10 %, установившееся значение – 0,1 м, рост – 80 %, зона установления (канал допустимых отклонений) – 5 %, спад – 1 % (рис. 3).

Как видно из рис. 4, график переходного процесса скорости описывает астатическую систему. Система регулирования называется астатической по отношению к возмущающему воздействию, если при воздействии, стремящемся с течением времени к некоторому установившемуся постоянному значению, отклонение регулируемой величины стремится к нулю вне зависимости от величины воздействия [9]. В астатических САУ конечное и исходное состояния равновесия совпадают, поэтому у них динамическая ошибка принимается равной максимальному отклонению параметра в процессе регулирования [10]. Тогда канал заданных отклонений определяется исходя из значения динамической ошибки ( $\pm 0,5\sigma_{\text{дин}}$ ).

Для неустойчивой системы (рис. 4) с целью анализа и сравнения результатов приведены значения максимальной амплитуды и периода колебаний. Оценка качества переходных процессов перемещения и скорости исполнительного звена пневматического следящего привода – пневматического цилиндра (далее ПЦ) представлена в таблице 1.

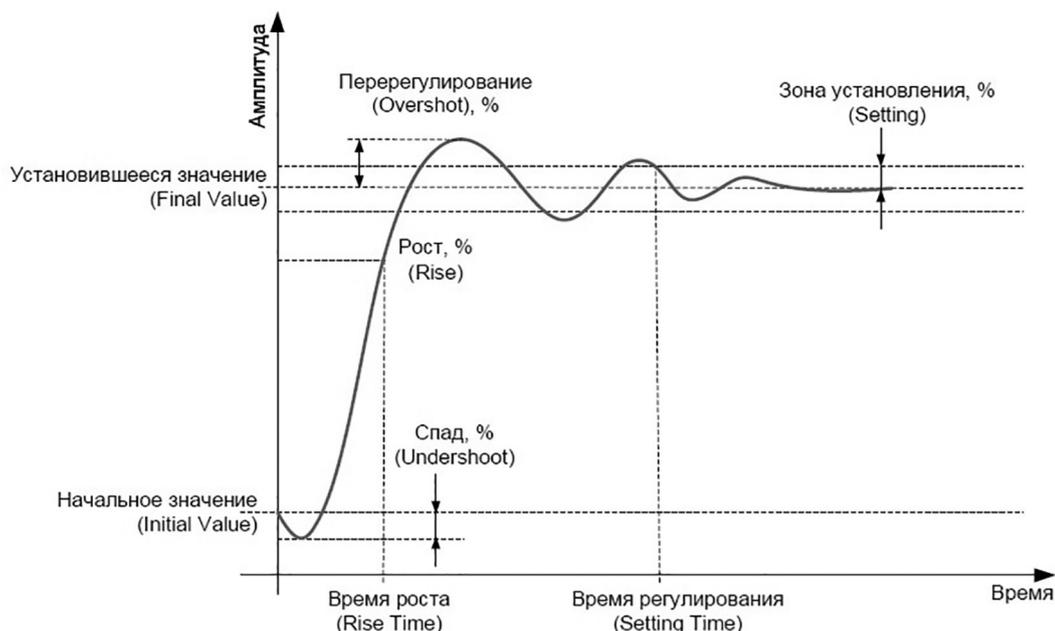


Рис. 3. Показатели качества переходного процесса [8]

Fig. 3. Transient quality indicators [8]

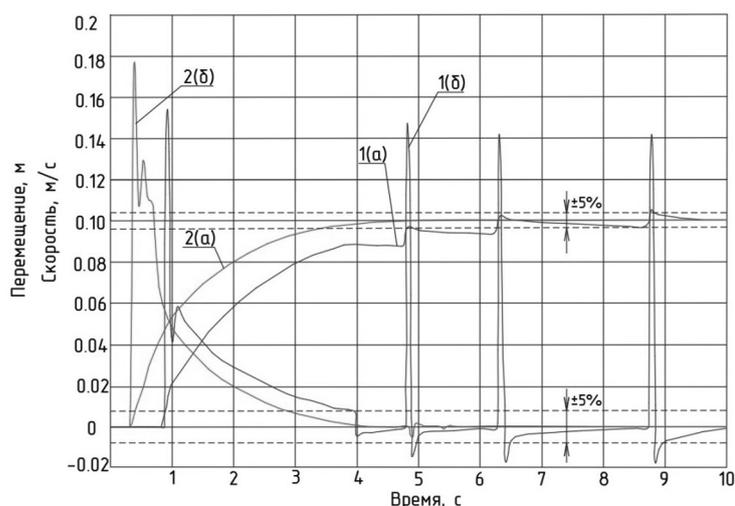


Рис. 4. Графики переходных процессов исполнительного звена пневматического следящего привода при использовании модели трения с эффектом Штрибека аналоговой системы:

1(а) – график переходного процесса перемещения без ПИД-регулятора; 1(б) – график переходного процесса скорости без ПИД-регулятора; 2(а) – график переходного процесса перемещения при использовании ПИД-регулятора; 2(б) – график переходного процесса скорости при использовании ПИД-регулятора

Fig. 4. Transient graphs of the actuator of the pneumatic servo drive when using the friction model with the Striebeck effect of the analog system: 1(a) – graph of the transient process of movement without a PID controller; 1(b) – speed transient graph without PID controller; 2(a) – PID displacement transient graph; 2(b) – speed transient graph when using a PID controller

Для перехода к дискретной системе необходимо определить период дискретизации. В соответствии с вышеописанным методом период дискретизации исследуемой системы принимаем равным 0,2 с. Графики переходных процес-

сов аналоговой и цифровой системы и оценка их качества представлены на рис. 5 и в таблице 2.

Определим значения погрешностей между критериями качества переходных процессов

Таблица 1

Оценка качества переходных процессов ПЦ аналоговой системы с ПИД-регулятором и без него

Table 1. Evaluation of the quality of transient processes of analog system with and without PID controller

	Без ПИД-регулятора		При использовании ПИД-регулятора	
	Переходный процесс перемещения ПЦ	Переходный процесс скорости ПЦ	Переходный процесс перемещения ПЦ	Переходный процесс скорости ПЦ
Время переходного процесса (период колебаний), с	8,9	9	3,4	2,9
Динамическая ошибка (максимальная амплитуда), м	0,16	0,157	0	0,176
Статическая ошибка, %	0	0	0	0

аналоговой и цифровой системы (табл. 3) по формуле:

$$\Delta = \frac{|x_a - x_{ц}|}{x_a} \cdot 100 \% , \quad (9)$$

где  $x_a$  – значение параметра аналоговой системы;  $x_{ц}$  – значение параметра цифровой системы.

Можно заметить, что ошибка переходных процессов аналоговой и цифровой системы достаточно велика, а значит, требуется уточнить параметр  $T$ . Рекомендуется выбирать время дискретизации так, чтобы погрешности между критериями качества аналоговой и цифровой систем были менее одного процента, тогда можно говорить о корректности работы дискретной системы и правильности выбора контроллера. Поэтому метод на основе анализа вида переходного процесса подходит лишь для выбора начального приближения времени дискретизации.

Для достижения поставленной задачи необходимо уменьшить время дискретизации до  $T = 0,001$ . Результаты расчетов представлены на рис. 4–6.

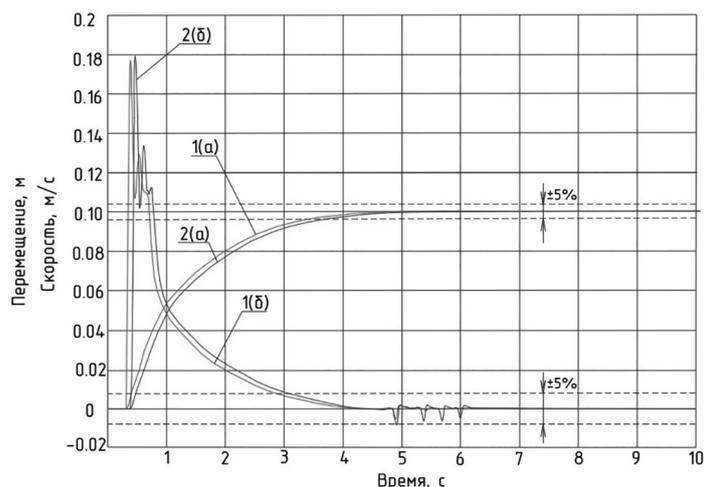
Из рис. 6 видно, что при  $T = 0,001$  с графики переходных процессов практически полностью совпадают. Погрешность критериев качества таких графиков составляет менее 1 %, а значит время дискретизации выбрано верно.

С целью автоматизации системы рекомендуется установить программируемый логический контроллер. Контроллер позволяет осуществлять длительное автономное управление системой, зачастую в неблагоприятных условиях окружающей среды, без серьезного

обслуживания и практически без вмешательства человека. Выбор программируемого контроллера является важной и сложной задачей при создании систем автоматического управления технологическими процессами.

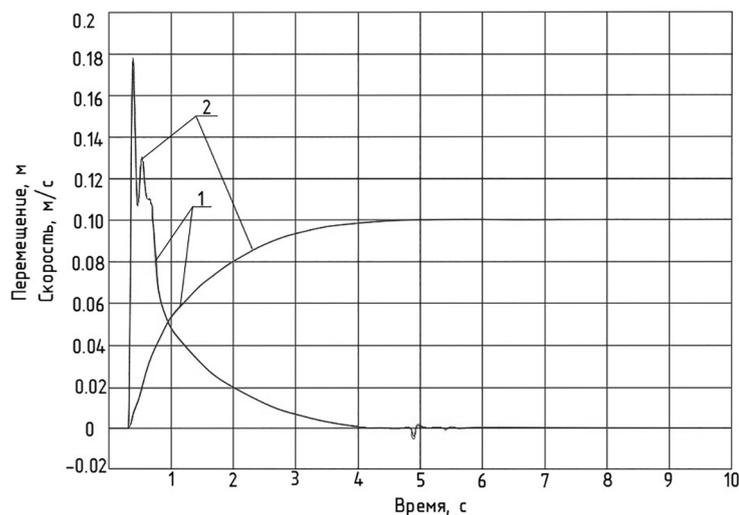
Основным решающим фактором при выборе контроллера является его быстродействие. Реакция контроллера напрямую зависит от числа и частоты опрашивания входов/выходов контроллера, а также от мощности самого процессора. Таким образом, чем большую частоту дискретизации и меньший период дискретизации имеет контроллер, тем выше его быстродействие. Если контроллер используется не только для регулирования, но и для аварийной сигнализации, то такт дискретизации не может быть меньше, чем допустимая задержка срабатывания сигнала аварии.

Пневматические следящие системы требуют большей надежности и точности позиционирования, аналогичные требования предъявляются и к устройствам автоматизации таких систем. Стандартные промышленные контроллеры с частотой 50 Гц (при  $T = 0,1$ ) не могут обеспечить необходимой точности регулирования. Поэтому для управления исследуемой системой пневматического следящего привода стоит применять контроллеры с частотой порядка 1 кГц (при  $T = 0,001$ ). Данное время дискретизации позволяет реализовать современные промышленные контроллеры специального назначения, выпускаемые серийно [11]. Производителями таких устройств являются компании: *Advantech*, *VIPA*, *Schneider Electric*, *Siemens* и др.



**Рис. 5. Графики переходных процессов исполнительного звена пневматического следящего привода при использовании модели трения с эффектом Штрибека и ПИД-регулятора:**  
 1(а) – аналоговая система; 2 – дискретная система ( $T = 0,2$  с)

*Fig.5. Transient graphs of the actuator of the pneumatic servo drive when using the friction model with the Striebeck effect and the PID controller: 1(a) – analog system; 2 – discrete system ( $T = 0,2$  s)*



**Рис. 6. Графики переходных процессов исполнительного звена пневматического следящего привода при использовании модели трения с эффектом Штрибека и ПИД-регулятора:**  
 1 – аналоговая система; 2 – дискретная система ( $T = 0,001$  с)

*Fig. 6. Transient graphs of the actuator of the pneumatic servo drive when using the friction model with the Striebeck effect and the PID controller: 1 – analog system; 2 – discrete system ( $T = 0,001$  s)*

Таблица 2

**Оценка качества переходных процессов ПЦ аналоговой и дискретной системы**

*Table 2. Evaluation of the quality of transient processes of analog and discrete systems*

	Аналоговая система		Дискретная система	
	Переходный процесс перемещения ПЦ	Переходный процесс скорости ПЦ	Переходный процесс перемещения ПЦ	Переходный процесс скорости ПЦ
Время переходного процесса, с	3,4	2,9	3,7	4,9
Динамическая ошибка, %	0	0,176	0	0,18
Статическая ошибка, %	0	0	0	0

Оценка погрешностей аналоговой и дискретной системы  
Table 3. Error estimation for analog and discrete systems

	Переходный процесс перемещения ПЦ	Переходный процесс скорости ПЦ
Погрешность времени переходного процесса, %	8	68
Погрешность динамическая ошибки, %	0	2
Погрешность статическая ошибки, %	0	0

### Выводы

1. Использование ПИД-регулятора для следящего пневматического привода позволяет устранить колебания (автоколебания) и вывести систему в устойчивое состояние, а применение метода градиентного спуска для определения параметров такого регулятора добиться высокого качества переходных процессов.

2. Метод определения периода дискретизации, основанный на анализе переходного процесса, имеет относительную погрешность более 1 %, поэтому рекомендуется использовать его как начальное приближение. Для достижения точности с ошибкой менее 1 % рекомендуется уменьшить период дискретизации.

3. Уменьшение периода дискретизации позволяет добиться минимальной погрешности между аналоговой и цифровой системой. Отклонения параметров переходных процессов непрерывных и дискретных систем должны составлять не более 1 %. Для автоматизации таких цифровых систем, при частоте порядка 1 кГц, стоит применять контроллеры специального назначения.

### Литература

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
2. Прокопьев А.П., Иванчура В.И., Р.Т. Емельянов Р.Т. Методика синтеза регуляторов для объектов 2 порядка // Сибирский журнал науки и технологий, 2016.
3. Вотинов М.В., Маслов А.А. Моделирование и оптимизация цифровых пропорционально-интегрально-дифференциальных регуляторов на базе программного обеспечения PID OPTIMIZE VIEWER // Вестник Новосибирского государственного университета. Серия: Информационные технологии, 2011.

4. Грицкевич В.Н. Особенности реализации алгоритма системы управления в среде CODESYS // Студенческая наука – будущее государства: материалы II международной студенческой научно-практической конференции, УО «Полесский государственный университет», Пинск: ПолесГУ, 2008. С. 68–69.
5. Труханов К.А. Методы проектирования оптимальных следящих пневматических устройств для управления системами с жидкими рабочими средами: дис., 2019. 297 с.
6. Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация. М.: Мир, 1985. 509 с.
7. Лукьянец С.В., Доманов А.Т., Кузнецов В.П., Крупская М.А. Теория автоматического управления. Часть 2. Дискретные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы. Учебное пособие. МГИЭМ. М., 2005, 63 с.
8. Давыдов В. Автоматическая оптимизация Simulink моделей и регуляторов // Портал научно-практических публикаций [Электронный ресурс]. URL: <https://portalnp.snauka.ru/2013/10/1194>
9. Липатников Г.А., Гузеев М.С. Автоматическое регулирование объектов теплоэнергетики. Учебное пособие // ДВПИ им. В.В. Куйбышева. Владивосток, 2007.
10. Шишмарев В.Ю. Основы автоматического управления: учебное пособие для вузов. М.: Издательство Юрайт, 2020. 350 с.
11. Труханов К.А. Цифровой ПИД-регулятор для пневмо/гидросистем // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. № 3 (37). С. 65–75.

### References

1. Popov D.N. Dinamika i regulirovaniye gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]: Uchebnik dlya vuzov. 2-e izd., pererab. i dop. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1987. 464 p.

2. Prokop'yev A.P., Ivanchura V.I., R.T. Yemel'yanov R.T. Metodika sinteza regulyatorov dlya ob'yektov 2 por'yadka [Technique for the synthesis of regulators for second order objects]. Sibirskiy zhurnal nauki i tekhnologii Publ., 2016.
3. Votinov M.V., Maslov A.A. Modeling and optimization of digital proportional-integral-derivative controllers based on PID OPTIMIZE VIEWER software. Vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Informatsionn-yye tekhnologii, 2011 (in Russ.).
4. Gritskevich V.N. Features of the implementation of the control system algorithm in the CODESYS software: Materialy II mezhdunarodnoy studencheskoy nauchno-prakticheskoy kon-ferentsii [Student science is the future of the state: materials of the II international student scientific and practical conference], UO «Poleskiy gosudarstvennyy universitet», Pinsk: PoleSGU, 2008, pp. 68–69 (in Russ.).
5. Trukhanov K.A. Metody proyektirovaniya optimal'nykh sledyashchikh pnevmaticheskikh ustroystv dlya upravleniya sistemami s zhidkimi rabochimi sredami: dis. [Design methods for optimal pneumatic follower devices for controlling systems with liquid working media], 2019. 297 p.
6. Gill F., Myurrey U., Rayt M. Prakticheskaya optimizatsiya [Practical optimization]. Moscow: Mir Publ., 1985. 509 p.
7. Luk'yanets S.V., Domanov A.T., Kuznetsov V.P., Krupskaya M.A. Teoriya avtomaticheskogo upravleniya. Chast' 2. Diskretn-yye, nelineyn-yye, optimal'n-yye i adaptivn-yye sistemy [Automatic control theory. Part 2. Discrete, nonlinear, optimal and adaptive systems]. Uchebnoye posobiye. MGIEM Publ. Moscow, 2005, 63 p.
8. Davydov V. Avtomaticheskaya optimizatsiya Simulink modeley i regulyatorov. Portal nauchno-prakticheskikh publikatsiy [Elektronnyy resurs]. URL: <https://portalnp.snauka.ru/2013/10/1194>
9. Lipatnikov G.A, Guzeyev M.S. Avtomaticheskoye regulirovaniye ob'yektov teploenergetiki. Uchebnoye posobiye. DVPI im. V.V. Kuybysheva Publ. Vladivostok, 2007.
10. Shishmarev V.YU. Osnovy avtomaticheskogo upravleniya: uchebnoye posobiye dlya vuzov [Fundamentals of automatic control: Textbook for universities]. Moscow: Izdatel'stvo Yurayt Publ., 2020. 350 p.
11. Trukhanov K.A. Digital PID controller for pneumatic / hydraulic systems. Izvestiya MGTU «MAMI». 2018. No 3 (37), pp. 65–75 (in Russ.).

## OPTIMIZATION OF TRANSIENT PROCESSES OF THE PNEUMATIC SERVO DRIVE TAKING INTO ACCOUNT THE FRICTION MODEL WITH THE STRIBECK EFFECT

V.A. Kireyeva, DSc in Engineering K.A. Trukhanov  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia  
valyavalenti97@yandex.ru

*The aim of the work is to select the optimal values of the parameters of the digital PID controller to eliminate self-oscillations in systems, as well as to optimize the type of transient processes of the servo pneumatic drive. The reason for the study was the problem of the occurrence of self-oscillations in pneumatic systems when using friction models that are closest to reality. The scientific novelty of the article consists in the creation of a computer model and the application of optimization methods to improve the quality of transient processes of the pneumatic servo drive, taking into account the Striebeck friction model.*

*The authors of the article optimized the transient processes of the pneumatic servo drive taking into account the selected friction model. The optimal parameters of the PID controller were selected using computer simulation. And the instability of the system was eliminated as well. To optimize the system performance, the gradient descent method was chosen. An assessment of the quality indicators of transient processes before and after optimization was made. Based on the simulation results of the pneumatic servo drive system, it can be concluded that the gradient descent method can be used to determine the parameters of the PID controller.*

*The transition from an analog (continuous) system to a digital (discrete) system has been made. It is necessary to determine the sampling period for its implementation. The article indicates the main methods for determining the sampling period and shows the disadvantages of these methods. Analysis of the results shows that the methods described in the article should be used only for the first approximation, and the value of the indicated quantity should be selected from the calculation of the minimum error between an analog (continuous) and digital (discrete) system. An error of less than 1% allows the selection of a programmable logic controller. The topic of the article is relevant for scientific research and includes the provision of practical recommendations for determining the parameters of a digital PID controller and selecting a controller for specialists who are involved in the design of systems that include a pneumatic servo drive.*

**Keywords:** PID controller, sampling period, transient quality, controller, optimization, pneumatic servo drive.

**Cite as:** Kireyeva V.A., Trukhanov K.A. Optimization of transient processes of the pneumatic servo drive taking into account the friction model with the Striebeck effect. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 2 (48), pp. 71–80 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-71-80.

# ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ОПЫТНЫХ ТАНКОВ СССР ВТОРОЙ ПОЛОВИНЫ 20 ВЕКА

К.Т.Н. Ципилев А.А., д.т.н. Наказной О.А.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

alexts@bmstu.ru

Современные пневмогидравлические системы подрессоривания быстроходных гусеничных машин имеют достаточно типовые варианты кинематических схем, подразумевающие установку упруго-демпфирующего элемента непосредственно на подрессоренном корпусе (внутри или снаружи). Такое решение конструктивно сравнительно простое, и подразумевается, что оно позволяет снизить величины неподрессоренных масс. Другие варианты, с размещением упругих и демпфирующих элементов внутри направляющих элементов (балансиров), не «прижились» ввиду большей конструктивной сложности как самого упругого или демпфирующего элемента, так и направляющего элемента подвески. Кроме конструктивной сложности реализации, такое решение увеличивает величины неподрессоренных масс и, самое главное, осложняет организацию системы охлаждения. Выступающие элементы ходовой части при движении забиваются грунтом, снегом (грязью), которые действуют как теплоизолятор. Тем не менее, при современных технологических возможностях эти сложности могут быть в известной степени преодолены полностью или частично. Однако, несмотря на указанные выше недостатки, это решение имеет и важные преимущества: подвеска не занимает место в бронированном объеме, а полностью находится внутри гусеничного обвода, что позволяет использовать объем корпуса более эффективно, а, кроме того, обеспечить максимально удачную конструкцию днища для защиты от минного подрыва (в случае с тяжелым танком «Объект 279» это позволило также существенно повысить проходимость). В настоящей статье представлен обзор советских опытных образцов тяжелых и ракетных танков, система подрессоривания которых была реализована в направляющем элементе. В статье представлен также метод определения силовой и кинематической передаточных функций для этих вариантов подвесок, проведен анализ конструктивных реализаций и показано, что характеристики упругих элементов опытных машин удовлетворяют современным требованиям к подвескам быстроходных гусеничных машин.

**Ключевые слова:** быстроходные гусеничные машины, гусеничные машины, опытный танк, подвеска, система подрессоривания, кинематика, пневмогидравлическая рессора.

**Для цитирования:** Ципилев А.А., Наказной О.А. Исследование систем подрессоривания опытных танков СССР второй половины 20 века // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 81–92. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-81-92.

## Введение

Среди требований [1–3], предъявляемых к системам подрессоривания (СП) быстроходных гусеничных машин (БГМ), можно выделить следующее: СП должна иметь наименьшие размеры и массу при обеспечении заданных показателей плавности хода. Это возможно за счет выбора рациональной конструктивно-компоновочной (кинематической) схемы, для которой следует определить ее параметры. Для типовых кинематических схем в [4] были определены силовые и кинематические передаточные отношения, а также представлены полезные соотношения, позволяю-

щие параметризовать кинематическую схему и сравнительно просто подбирать рациональный вид передаточных функций.

Представленные в [4] кинематические схемы и методики определения их параметров охватывают только традиционные варианты кинематики СП, в то время как интерес могут представлять и экспериментальные, предложенные во второй половине 20 века в СССР на опытных образцах военной техники.

В стремлении сократить объем, занимаемый узлами СП внутри подрессоренного корпуса, и одновременно обеспечить защищенность СП при создании ряда машин конструкторы раз-

мещали упругий и демпфирующий элемент в едином корпусе, который являлся также направляющим элементом – балансиром [5]. Это позволяло также сократить время, затрачиваемое на замену узла СП при выходе из строя: размещение упругодемпфирующего элемента внутри балансира реализует определенного рода модульность, что в настоящее время является одним из ключевых требований при создании новой техники.

Так, для опытного образца советского тяжелого танка «Объект 279» (рис. 1) были разработаны два варианта СП с размещением в балансире: с гидравлической (рис. 2, а) (ГР) и пневмогидравлической (рис. 2, б) рессорой (ПГР) [5].



Рис. 1. Тяжелый танк «Объект 279»

Fig. 1. Heavy tank "Object 279"

Представленная на рис. 2, а конструкция ГР отражает принцип ее работы. При прямом ходе опорного катка балансир поворачивается против часовой стрелки. Плунжер, выполняющий роль поршня, вытесняет рабочую жидкость из малого гидроцилиндра в большой, расположенный ниже через калиброванное отверстие (дросселирующее отверстие), которое может частично перекрываться при увеличении хода плунжера. Жидкость, перетекая через отверстие, реализует демпфирующую характеристику. По мере роста хода опорного катка проходное сечение дросселирующего отверстия уменьшается, а демпфирование – увеличивается. Это приводит к росту эквивалентной жесткости подвески и снижает вероятность пробоя СП.

Упругая характеристика реализуется за счет непосредственного сжатия рабочей жидкости. В качестве нее использовались жидкости на силиконовой основе, смешанные с минеральным маслом приблизительно в пропорции 10:1 (минеральное масло нужно для повышения смазывающих свойств и снижения утечек). Для «Объекта 279» была примене-

на полисилоксановая жидкость № 5, которая при давлении 294 МПа (3000 кгс/см<sup>2</sup>) обеспечивала относительное изменение объема 12,8 % [5].

Так была достигнута удельная потенциальная энергия 550 мм, а динамический ход – 250 мм. Для сравнения: удельная потенциальная энергия легкого плавающего танка ПТ-76 составляет 453 мм (408 мм по данным [5]) при полном ходе 224 мм; удельная потенциальная энергия среднего танка Т-54 (Т-55) – 430 мм при динамическом ходе 224 мм [6] (325 мм при динамическом ходе 162 мм по данным [5]). Кроме того, применение гидравлической подвески позволило сократить массу непрдрессоренных частей: масса гидравлической СП тяжелого танка «Объект 279» была меньше массы торсионной СП тяжелого танка Т-10 на 137 кг при одинаковом числе опорных катков [5], а общая масса ходовой части составила 16,8 % от полной массы машины [5].

На рис. 2, б представлен проект ПГР для тяжелого танка «Объект 279». Ее конструкция близка к конструкции ПГР гусеничного шасси ГМ-352, однако есть некоторое различие. Так,

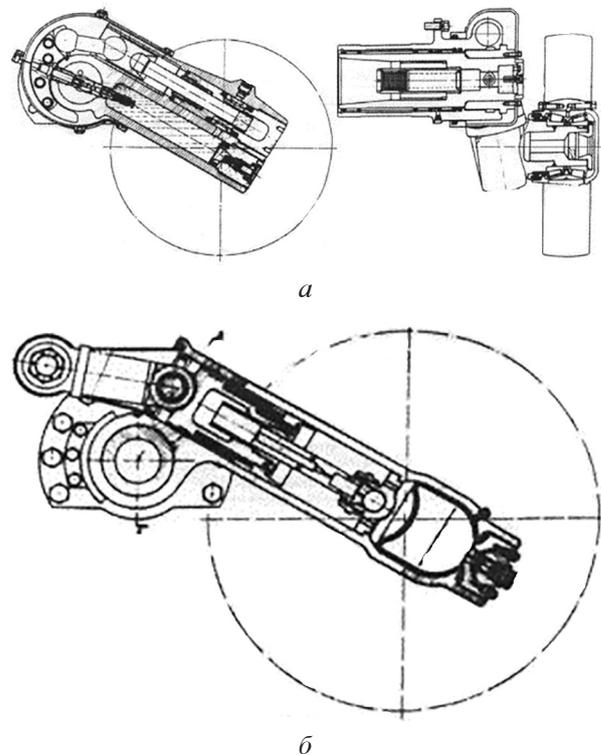


Рис. 2. Проект ГР (а) и ПГР (б) тяжелого танка «Объект 279»

Fig. 2. Project GR (a) and PGR (b) of a heavy tank "Object 279"

в гидроцилиндре помимо подвижного поршня расположен неподвижный плунжер с калиброванными отверстиями, вложенный в основной поршень. При небольшом ходе подвески отверстия в плунжере полностью открыты, и жидкость имеет возможность свободно перетекать из внутренней полости поршня в гидроцилиндр и пневмобаллон. При большом ходе подвески сперва перекрывается сначала одно, затем и другое радиальные отверстия в плунжере, за счет чего сопротивление течению жидкости резко увеличивается, а сама она также начинает сжиматься во внутренней полости поршня. Это позволяет увеличить реализуемые в подвеске силы и удельную потенциальную энергию. В остальном принцип работы соответствует таковому для любой ПГР.

Другой вариант ГР с размещением в балансирах был предложен для опытного тяжелого танка «Объект 150» (рис. 3).

В представленной на рис. 3 конструкции ГР расположена внутри балансира, выполненного в виде кожуха с крышкой, и имеет возможность качания относительно точки закрепления.

Рычаг ГР неподвижно размещен на оси, жестко прикрепленной к борту машины. Подшипниковые опоры балансира размещены на этой же оси. При повороте балансира против часовой стрелки, что соответствует прямому ходу опорного катка (для приведенного чертежа), ГР как бы надвигается на плунжер. Принцип работы аналогичен ГР «Объекта 279», однако большой гидроцилиндр расположен концентрично малому, в котором движется плунжер. Это позволило сократить радиальные размеры ГР и снизить металлоемкость малого гидроцилиндра, поскольку он нагружен только сравнительно незначительным перепадом давления от действия демпфирующих сил.

На рис. 4 и 5 представлены конструкции ПГР тяжелого танка «Объект 770» и ракетного танка «Объект 775» соответственно.

Принцип работы ПГР, представленных на рис. 4 и рис. 5, аналогичен представленной на рис. 2, б, однако передача усилия на поршень осуществляется несколько иначе. Контакт поршня с неподвижным рычагом реализован посредством скользящего контакта с вращающимся роликом.

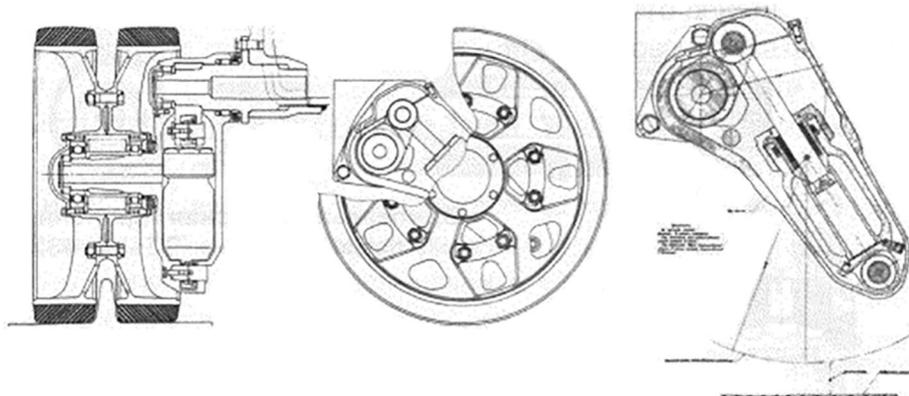


Рис. 3. Проект ГР тяжелого танка «Объект 150»

Fig. 3. GR project of a heavy tank "Object 150"

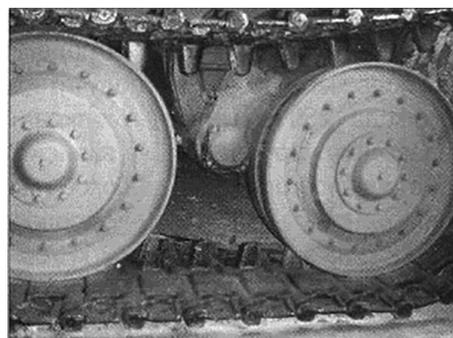
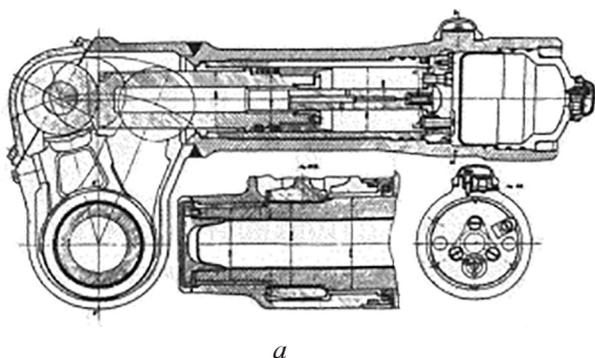


Рис. 4. Конструкция ПГР (а) тяжелого танка «Объект 770» и его узел подвески (б)

Fig. 4. PGR design (a) and suspension unit (b) of the "Object 770" heavy tank

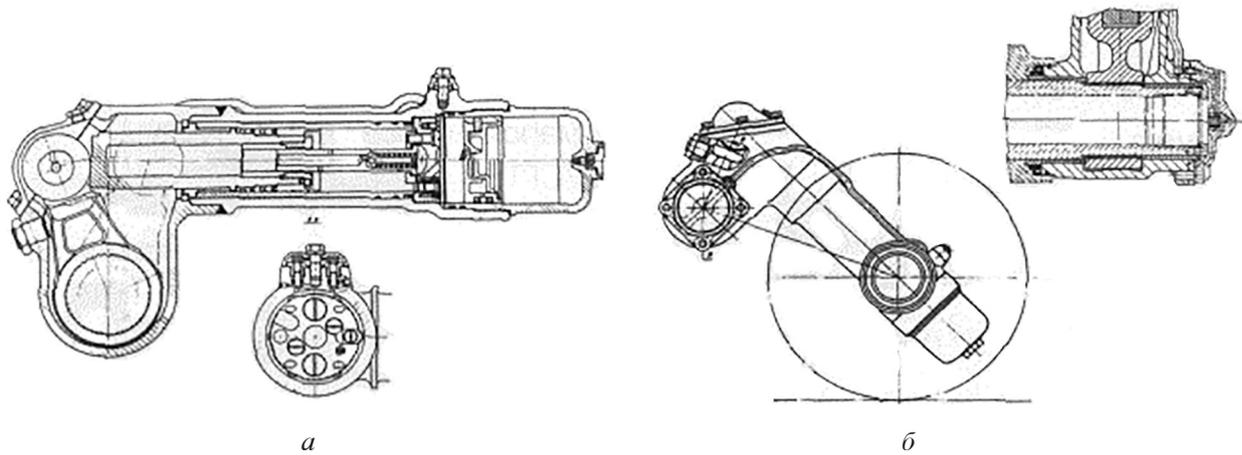


Рис. 5. Конструкция ПГР (а) ракетного танка «Объект 775» и расположение узла подвески (б)  
Fig. 5. PGR design (a) missile tank "Object 775" and the location of the suspension unit (b)

Представленные на рис. 2–5 конструктивные реализации СП можно разделить на две категории: неподвижные относительно балансира ГР и ПГР (СП для тяжелых танков «Объект 279» и «Объект 770», ракетного танка «Объект 775») и подвижные относительно балансира ГР и ПГР (проект СП для тяжелого танка «Объект 150»).

#### Кинематика СП с неподвижной относительно балансира рессорой

На рис. 6 представлена обобщенная кинематическая схема узла подвески.

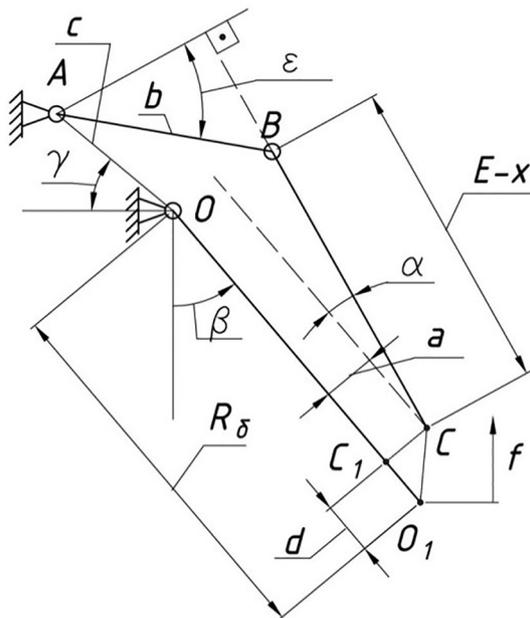


Рис. 6. Кинематическая схема СП с неподвижной относительно балансира рессорой

Fig. 6. Kinematic diagram of the suspension system with a spring fixed relative to the balancer

На схеме:  $O$  – точка крепления балансира на корпусе;  $A$  – точка крепления толкающего рычага на корпусе;  $B$  – шарнир толкающего рычага и штока гидравлической (пневмогидравлической) рессоры;  $C, C_1$  – вспомогательные точки;  $O_1$  – точка установки опорного катка (оси опорного катка);  $a$  – расстояние от рычага балансира до точки  $C$ ;  $b$  – радиус толкающего рычага;  $c$  – расстояние между точками крепления  $O$  и  $A$ ;  $d$  – расстояние от оси опорного катка до точки  $C$  вдоль балансира;  $R_\delta$  – радиус рычага балансира;  $E$  – начальное расстояние от точки  $C$  до точки  $B$  (при начальном угле поворота балансира);  $x$  – ход штока;  $f$  – ход (вертикальное перемещение) опорного катка;  $\alpha$  – угол между рычагом балансира и прямой  $BC$  (соответствует углу между осями рычага балансира и гидроцилиндра);  $\beta$  – угол поворота балансира;  $\gamma$  – угол между прямой  $c$  и горизонталью;  $\epsilon$  – вспомогательный угол.

Для того чтобы определить передаточное отношение «каток – штоки», необходимо найти аналитические выражения для хода (вертикального перемещения) опорного катка и для хода штока. При этом различают понятия кинематической и силовой передаточных функций. Кинематическая передаточная функция связывает между собой ходы опорного катка и штока, а силовая, соответственно, – скорости и силы, приведенные к осям опорного катка и штока:

$$f(\beta) = x(\beta)/u'(\beta),$$

$$P_k(\beta) = P_{шт}(\beta)u(\beta); \dot{f}(\beta) = \dot{x}(\beta)/u(\beta),$$

где  $f(\beta)$  – ход опорного катка, м;  $x(\beta)$  – ход штока, м;  $u'(\beta)$  – кинематическая передаточная функция;  $P_k(\beta)$  – вертикальная сила, приведенная к оси опорного катка, Н;  $P_{\text{шт}}(\beta)$  – осевая сила, действующая на шток, Н;  $u(\beta)$  – силовая передаточная функция.

Зависимость для хода опорного катка известна [3] и имеет вид

$$f_k = R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta), \quad (1)$$

где  $\beta_0$  – начальный угол поворота балансира (установочный угол), град.

Из (2) несложно выразить синус угла  $\varepsilon$ :

$$\sin \varepsilon = \frac{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}}{b},$$

и затем, подставив полученное выражение в (3), получить выражение для хода штока:

$$x(\beta) = E + \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2} - c \sin(\beta + \gamma - \alpha) - (R_6 - d) \cos \alpha + a \sin \alpha. \quad (4)$$

С учетом выведенной зависимости легко выразить кинематическую передаточную функцию:

$$u'(\beta) = \frac{E + \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}}{R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta)} - \frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \cos \alpha + a \sin \alpha}{R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta)}. \quad (5)$$

Кинематическая передаточная функция имеет очевидную неопределенность при нулевых ходах опорного катка и штока.

Для получения силовой передаточной функции необходимо продифференцировать по времени выражения для ходов опорного катка и штока, полагая, что угол поворота балансира зависит от времени. Скорость вертикального перемещения опорного катка:

$$\dot{f}(\beta) = \dot{\beta} R_6 \sin \beta.$$

Скорость перемещения штока можно записать, пропустив некоторые промежуточные преобразования:

$$\dot{x}(\beta) = -\dot{\beta} \cdot \left( \frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]}{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} - c \cos(\beta + \gamma - \alpha) \right).$$

Тогда силовая передаточная функция:

$$u(\beta) = -\frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]}{R_6 \sin \beta \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} + \frac{c \cos(\beta + \gamma - \alpha)}{R_6 \sin \beta}. \quad (6)$$

Аналогичные зависимости можно получить, рассмотрев равновесие моментов сил узла подвески:

$$M_k + M_{шт} = 0. \quad (7)$$

Крутящий момент  $M_k$  относительно точки крепления балансира в корпусе создается за счет реакции, действующей со стороны грунта, приведенной к оси опорного катка:

$$M_k = P_k R_0 \sin \beta. \quad (8)$$

Силы, создаваемые в СП, воспринимаются толкающим рычагом и могут быть разложены на две составляющие: параллельную оси штока  $P_{шт}$  и перпендикулярную ей  $N$ :

$$P_{шт} = F \sin \varepsilon; N = F \cos \varepsilon,$$

где  $F$  – сила, воспринимаемая толкающим рычагом.

Нормальная составляющая результирующей силы может быть выражена через силу на штоке:

$$N = P_{шт} \operatorname{ctg} \varepsilon.$$

Обе эти силы –  $P_{шт}$  и  $N$  – участвуют в создании реактивного крутящего момента  $M_{шт}$ , обеспечивающего квазистатическое равновесие узла подвески:

$$M_{шт} = P_{шт} \cdot OB \cdot \sin \angle OBC + N \cdot OB \cdot \cos \angle OBC.$$

Это выражение можно преобразовать и записать равновесие моментов сил:

$$P_k R_0 \sin \beta + P_{шт} \cdot OB \cdot (\sin \angle OBC + \operatorname{ctg} \varepsilon \cdot \cos \angle OBC) = 0.$$

Силовая передаточная функция примет вид:

$$u(\beta) = \frac{P_k}{P_{шт}} = - \frac{OB \cdot (\sin \angle OBC + \operatorname{ctg} \varepsilon \cdot \cos \angle OBC)}{R_0 \sin \beta}.$$

Здесь подлежат определению величины  $OB$  и  $\angle OBC$ . Выражения, определяющие косинус и синус угла  $\varepsilon$ , уже известны, что позволяет выразить котангенс угла  $\varepsilon$ :

$$\operatorname{ctg} \varepsilon = \frac{c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha}{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}}.$$

Для нахождения остальных величин рассмотрим треугольник  $OBC$ . В соответствии с теоремой синусов можно записать:

$$OB / \sin \angle OCB = OC / \sin \angle OBC;$$

$$OB \sin \angle OBC = OC \sin \angle OCB = \left( \sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2} \right) \sin \angle OCB.$$

Значение  $\angle OCB$  найти несложно. Он складывается из угла  $\alpha$  и  $\angle COC_1$ , для нахождения которого надо рассмотреть треугольник  $COC_1$ :

$$\operatorname{tg} \angle COC_1 = a / (R_0 - d).$$

Тогда

$$\sin \angle COC_1 = \frac{a}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}};$$

$$\cos \angle COC_1 = \frac{R_0 - d}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}},$$

$$\sin \angle OCB = \sin(\alpha + \angle COC_1) = \frac{(R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}}.$$

Тогда

$$OB \sin \angle OBC = \left( \frac{(R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}} \right) \sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2} = (R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha.$$

В свою очередь, рассмотрев проекции отрезков  $OA$ ,  $OB$ ,  $AB$  на прямую  $BC$ , получим:

$$\begin{aligned} b \sin \varepsilon + OB \cos \angle OBC &= c \cos(90^\circ - (\beta + \gamma - \alpha)), \\ OB \cos \angle OBC &= c \sin(\beta + \gamma - \alpha) - b \sin \varepsilon, \end{aligned}$$

$$OB \cos \angle OBC = c \sin(\beta + \gamma - \alpha) - \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}.$$

Таким образом:

$$\begin{aligned} OB \cdot (\sin \angle OBC + \operatorname{ctg} \varepsilon \cdot \cos \angle OBC) &= \\ &= \frac{[c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha] (c \sin(\beta + \gamma - \alpha))}{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} - c \cos(\beta + \gamma - \alpha), \\ u(\beta) &= - \frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]}{R_6 \sin \beta \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} + \frac{c \cos(\beta + \gamma - \alpha)}{R_6 \sin \beta}. \end{aligned}$$

Это выражение полностью совпадает с выражением (6). Таким образом, можно резюмировать, что силовая передаточная функция найдена верно.

### Кинематика СП с подвижной относительно балансира рессорой

Кинематическая схема для такого варианта представлена на рис. 7.

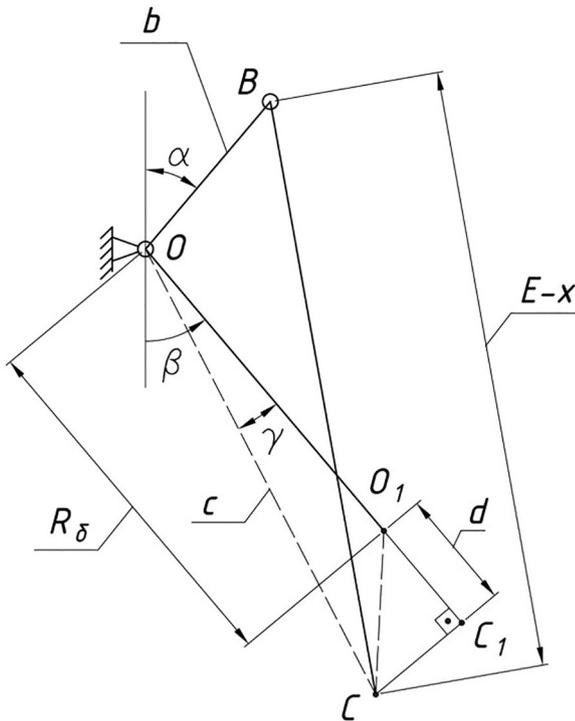


Рис. 7. Кинематическая схема СП с подвижной относительно балансира рессорой

Fig. 7. Kinematic diagram of the suspension system with a spring movable relative to the balancer

На схеме:  $O$  – точка крепления балансира на корпусе;  $B$  – шарнир толкающего рычага и штока гидравлической (пневмогидравлической) рессоры;  $C$  – точка крепления рессоры на балансира,  $C_1$  – вспомогательная точка;  $O_1$  – точка установки опорного катка (оси опорного катка);  $b$  – радиус рычага рессоры;  $c$  – расстояние между точками закрепления  $O$  и  $C$ ;  $d$  – расстояние от оси опорного катка до точки  $C$  вдоль балансира;  $R_6$  – радиус рычага балансира;  $E$  – начальное расстояние от точки  $C$  до точки  $B$  (при начальном угле поворота балансира);  $x$  – ход штока;  $f$  – ход (вертикальное перемещение) опорного катка;  $\alpha$  – угол между вертикалью и рычагом рессоры;  $\beta$  – угол поворота балансира;  $\gamma$  – угол между прямой  $c$  и рычагом балансира.

Кинематическая и силовая передаточные функции определяются аналогично предыдущему случаю, поэтому задача сводится к нахождению хода штока. Для этого необходимо рассмотреть треугольники  $OBC$  и  $O_1C_1C$ :

$$(E - x)^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos(180^\circ - \beta + \gamma - \alpha);$$

$$x(\beta) = E - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}. \quad (9)$$

Скорость перемещения штока, в свою очередь:

$$\dot{x}(\beta) = \frac{bc \sin(\alpha + \beta - \gamma) \cdot \dot{\beta}}{\sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}.$$

Кинематическая передаточная функция:

$$u'(\beta) = \frac{E - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}{R_0 (\cos \beta_0 - \cos \beta)}, \quad (10)$$

силовая передаточная функция:

$$u(\beta) = \frac{bc \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{R_0 \sin \beta \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}. \quad (11)$$

Равновесие моментов сил имеет вид (7), а момент от силы, приведенный к оси опорного катка, определяется по (8). Реактивный момент со стороны штока:

$$M_{шт} = -P_{шт} b \sin \angle OBC.$$

Значение угла  $\angle OBC$  можно найти, рассмотрев треугольник  $OBC$  и воспользовавшись теоремами синусов и косинусов:

$$\angle BOC = 180^\circ - \alpha - \beta + \gamma = 180^\circ - (\alpha + \beta - \gamma),$$

$$BC = \sqrt{b^2 + c^2 - 2bc \cos(180^\circ - (\alpha + \beta - \gamma))} = \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)},$$

$$BC / \sin \angle BOC = OC / \sin \angle OBC,$$

$$\sin \angle OBC = \frac{c \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{\sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}.$$

Тогда:

$$P_{к} R_0 \sin \beta - P_{шт} b \frac{c \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{\sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}} = 0,$$

$$u(\beta) = \frac{bc \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{R_0 \sin \beta \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}.$$

Как видно, это выражение также тождественно выражению (11), что свидетельствует о справедливости зависимости.

### Анализ рациональности кинематики опытных машин

Рассмотрим рациональность кинематической схемы узла подвески для рассматриваемых в настоящей статье машин. Конструктивные параметры их СП представлены в табл. 1. Они были получены путем анализа имеющихся в открытом доступе чертежей и данных

Таблица 1

#### Конструктивные параметры СП

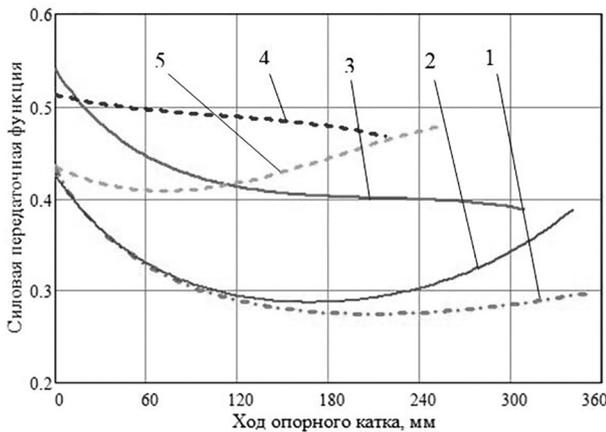
Table 1. Design parameters of the suspension system

Наименование параметра	Значение			
	Объект 150	Объект 775	Объект 279	Объект 770
Радиус балансира $R_0$ , м	0,235	0,450	0,365/0,360	0,410
Радиус опорного катка $R_{ок}$ , м	0,405	0,275	0,260	0,320
Величина $a$ , м	–	0	0,078/0	0
Величина $b$ , м	0,115	0,045	0,115/0,170	0,045
Величина $c$ , м	0,478	0,180	0,105/0,175	0,180
Величина $d$ , м	0,228	0	0	0
Угол $\alpha$ , град	31,60	24,00	5,00/17,00	20,00
Угол $\gamma$ , град	14,26	113,00	72,00/46,65	100,00
Начальный угол $\beta_0$ , град	59,30	62,40	45,80/61,40	74,00
Статический угол $\beta_{ст}$ , град	72,70	70,70	65,23/77,00	85,00
Максимальный угол $\beta_{max}$ , град	115,2	103,00	105,50/118,00	11,00
Статический ход подвески $f_{ст}$ , м	0,050	0,06	0,102/0,091	0,077
Динамический ход подвески $f_{дин}$ , м	0,170	0,250	0,250	0,176
Диаметр поршня $D_п$ , м	0,04	0,090	0,035/0,090	0,080
Зарядный объем $V_0$ , м <sup>3</sup>	$1,190 \cdot 10^{-3}$	$1,190 \cdot 10^{-3}$	$1,014 \cdot 10^{-3}$	$1,190 \cdot 10^{-3}$
Статическая сила на опорном катке $P_{ст}$ , Н	34860	29050	23300	43220
Начальное давление $p_{один}$ , МПа	18,5	8,54	30,5 / 8,71	17,2

Примечание. В числителе приведены данные для ГР, в знаменателе – для ПГР.

по размерам ходовой части [5] и могут иметь незначительное расхождение с реальными образцами техники вследствие погрешностей получения размеров и округления.

На рис. 8 представлены силовые передаточные функции СП, рассчитанные по данным, представленным в табл. 1. Видно, что по большей части они имеют ниспадающий характер, что приводит обычно к «провалу» на упругой характеристике СП в области статического хода. В целом передаточные функции, кроме представленной в поз. 2, имеют благоприятный вид, поскольку изменяются незначительно.



**Рис. 8. Силовые передаточные функции:**

- 1 – Объект 279, ГР; 2 – Объект 279, ПГР;
- 3 – Объект 775, ПГР; 4 – Объект 150, ГР;
- 5 – Объект 770, ПГР

*Fig. 8. Power transfer functions:*

- 1 – 279 Object, GR; 2 – 279 Object, PGR;
- 3 – 775 Object, PGR; 4 – 150 Object, GR;
- 5 – 770 Object, PGR

Для построения упругой характеристики ПГР можно воспользоваться известной зависимостью [7]:

$$P_{шт}(x) = p_0 \left( \frac{V_0}{V_0 - S_n x} \right)^n S_n,$$

где  $p_0$  – начальное (зарядное) давление в газовой полости пневмогидравлической рессоры, Па;  $V_0$  – начальный объем газовой полости пневмогидравлической рессоры, м<sup>3</sup>;  $S_n$  – эффективная площадь поршня, м<sup>2</sup>;  $x$  – ход штока, м;  $n$  – показатель политропы.

Здесь неизвестным параметром является начальное давление. Его легко найти, рассмотрев равновесие СП в области статического хода. Показатель политропы  $n = 1$ , поскольку рассматривается медленный процесс:

$$p_0 = \frac{P_{ст}(V_0 - S_n x_{ст})}{V_0 S_n u(\beta_{ст})}. \quad (12)$$

При построении динамической характеристики следует учитывать, что неизменным должно остаться статическое давление. Начальное давление будет меньше в сравнении со статической характеристикой из-за отличного от единицы показателя политропы:

$$p_{0дин} = P_{ст}(V_0 - S_n x_{ст})^n / V_0^n S_n u(\beta_{ст}). \quad (13)$$

При изменении температуры давление газа меняется в соответствии с законом Шарля, то есть  $p_1/p_2 = T_1/T_2$ , здесь и далее температура берется по абсолютной шкале.

Упругая характеристика ГР в общем виде определяется упругими свойствами жидкости [8, 9]:

$$P_{шт}(x) = (p_0 + E \cdot S_n x / V_0) S_n,$$

где  $E$  – объемный модуль упругости жидкости, Па.

Объемный модуль упругости жидкости  $E$  зависит от ее физических свойств, текущего объема, давления и температуры. Для полисилоксановых жидкостей при температуре 313 К и неизменном объеме [8]

$$E(p) = (5,0476p + 862,63) \cdot 10^6.$$

С учетом изменения температуры [8]

$$E(p, T) = E(p) \cdot (1,13067 - 3,267 \cdot 10^{-3} T).$$

В ГР объем и давление являются переменными величинами. При работе СП также меняется температура, что приводит к изменению общего объема рабочей жидкости. Тогда выражение, определяющее упругую характеристику ГР:

$$P_{шт}(x, T) = p_0 S_n + E(p, T) \times [1 + (E(p_{max})/E(p_0) - 1) \cdot x/x_{max}] \times [S_n x + \Delta V(T)] S_n / V_0, \quad (14)$$

где  $\Delta V(T)$  – нескомпенсированный объем жидкости вследствие изменения ее температуры, м<sup>3</sup>. Его можно найти как

$$\Delta V(T) = V_0 (9,112T - 2671) \cdot 10^{-4}.$$

Начальное давление  $p_0$  подбирается таким, чтобы статическая сила, приведенная к штоку, была равна силе от упругого элемента при статическом положении балансира. Значение начального давления представлено в табл. 1.

Удельная потенциальная энергия подвески определяется по формуле [3, 7]

$$U = \frac{1}{P_{ст}} \int_0^{f_{полн}} P_k(f) df.$$

Для рассматриваемых машин она была определена численными методами и представлена в табл. 2 вместе со значениями полных масс машин, коэффициентами динамичности и жесткостями в области статического хода.

По представленным выше зависимостям были построены упругие характеристики ГР, ПГР и СП для рассматриваемых машин. Они изображены на рис. 9. Ось ординат для характеристики поз. 4 расположена справа, для прочих характеристик – слева.

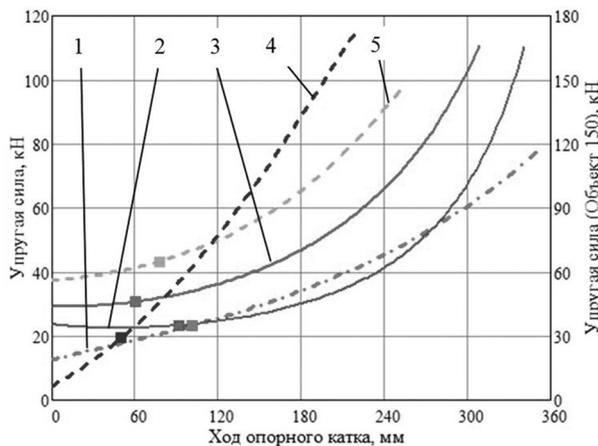


Рис. 9. Упругие характеристики СП:

- 1 – Объект 279, ГР; 2 – Объект 279, ПГР;
- 3 – Объект 775, ПГР; 4 – Объект 150, ГР;
- 5 – Объект 770, ПГР; точки – положение статической силы

Fig. 9. Elastic characteristics of the suspension systems: 1 – 279 Object, GR; 2 – 279 Object, PGR; 3 – 775 Object, PGR; 4 – 150 Object, GR; 5 – 770 Object, PGR; points - the position of the static force

Анализ периода продольно-угловых колебаний показывает, что жесткость подвески в области статического хода близка к оптимальной: для машин с положением центра тяжести по высоте 1,0...1,4 м наилучшие показатели плавности хода достигаются при значениях периода продольно-угловых колебаний 1,40...1,57 с [1]. При увеличении высоты центра тяжести значения периода смещаются в сторону меньших значений.

Высокое значение периода продольно-угловых колебаний для «Объекта 279» с пневмогидравлической подвеской вызвано неудачной кинематикой: силовая передаточная функция (рис. 9, поз. 2) в зоне статического хода сильно снижает свое значение в сравнении с вывешенным положением опорного катка. Это приводит к более медленному нарастанию упругой силы, приведенной к оси опорного катка, в сравнении с силой на штоке ПГР и снижению жесткости СП. Для варианта с ГР этот эффект нивелируется более резким нарастанием усилия на штоке.

Отношение величины статического хода к динамическому находится в диапазоне от 2,5 до 4,0, причем для тяжелого танка «Объект 279» значения этих величин являются достаточными даже для современных машин. Так, для гусеничного шасси ГМ-352, оснащенного ПГР, статический ход составляет 130 мм, а динамический – 230 мм [10]. Значения коэффициентов динамичности также согласуются с современными представлениями [2, 11]: для быстроходных гусеничных машин коэффициент динамичности должен быть 3,0...5,0.

Удельная потенциальная энергия подвесок для всех машин, кроме «Объекта 770», превышает 0,55 м, что является хорошим показателем [2, 3].

Таблица 2

Характеристики подвесок

Table 2. Suspension characteristics

Наименование параметра	Значение			
	Объект 150	Объект 775	Объект 279	Объект 770
Масса машины, кг	34500	36000	59200	54700
Удельная потенциальная энергия подвески, м	0,533	0,507	0,565 / 0,566	0,332
Коэффициент динамичности	5,32	3,64	3,35 / 4,77	2,27
Жесткость в области статического хода, кН/м	570,8	59,20	118,5 / 35,73	125,7
Период продольно-угловых колебаний, с	0,785	1,696	1,399 / 2,547	1,773

Примечание. В числителе приведены данные для ГР, в знаменателе – для ПГР.

## Выводы

В статье предложен метод определения кинематических и силовых передаточных функций, пригодный для расчета и разработки расположенных в балансирах гидравлических и пневмогидравлических СП с телескопическим упруго-демпфирующим элементом. Представленный метод пригоден не только на этапе проектирования, но и при проведении поверочного расчета для анализа рациональности уже существующих конструкций.

На основании предлагаемого метода исследованы конструкции СП советских экспериментальных боевых гусеничных машин, для которых получены основные кинематические параметры, а также на основании открытых данных восстановлены характеристики упругих элементов и проведен анализ их рациональности.

Показано, что СП рассмотренных машин отвечают требованиям по значениям коэффициента динамичности, жесткости подвески (периода продольно-угловых колебаний), удельной потенциальной энергии подвески, предъявляемым к современным быстроходным гусеничным машинам. Для дальнейшего исследования плавности хода необходимо синтезирование демпфирующих характеристик на основании имеющихся к моменту создания машин методик выбора демпфирующих характеристик, а также по имеющимся чертежам.

## Литература

1. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин. М: Машиностроение, 1976. 207 с.
2. Теория и конструкция танка / Под ред. П.П. Исакова. М.: Машиностроение, 1985. 244 с. Т. 6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин.
3. Носов Н.А. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
4. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Метод определения рациональных параметров кинематики систем поддресоривания быстроходных гусеничных машин. Известия МГТУ «МАМИ», ПИ № ФС77-29694, 2018, № 3 (37). С. 83–91.
5. Павлов М.В., Павлов И.В. Отечественные бронированные машины 1945 – 1965 гг. Техника и вооружение. 2010. № 04.
6. Буров С.С. Конструкция и расчет танков. Учебник. Москва: Академия бронетанковых войск, 1973. 599 с.

7. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддресоривания быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М.: МГТУ, 2017. 210 с.
8. Idelchik, I.E., Handbook of Hydraulic Resistance, CRC Begell House, 1994.
9. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие / О.Ф. Никитин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 414 с.
10. Шасси ГМ-352. Техническое описание. М.: Военное издательство, 1988.
11. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддресоривания с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 2003. 150 с.

## References

1. Dmitriyev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and calculation of nonlinear suspension systems for tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 207 p.
2. Teoriya i konstruktsiya tanka [Theory and design of the tank]. Pod red. P.P. Isakova. Moscow: Mashinostroyeniye, 1985. 244 p. Vol. 6. Voprosy proyektirovaniya khodovoy chasti voyennykh gusenichnykh mashin.
3. Nosov N.A. i dr. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of tracked vehicles]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 560 s.
4. Sarach YE.B., Tsipilev A.A. Method for determining the rational parameters of the kinematics of suspension systems of high-speed tracked vehicles. Izvestiya MGTU «MAMI», PI No FS77-29694, 2018, No 3 (37), pp. 83–91 (in Russ.).
5. Pavlov M.V., Pavlov I.V. Domestic armored vehicles in 1945–1965. Tekhnika i vooruzheniye. 2010. No 04 (in Russ.).
6. Burov S.S. Konstruktsiya i raschet tankov [Design and calculation of tanks]. Uchebnik. Moscow: Akademiya bronetankovykh voysk Publ., 1973. 599 p.
7. Tsipilev A.A. Metody opredeleniya raschetnykh kharakteristik i otsenki teplovoy nagruzhennosti pnevmo-gidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin na etape proyektirovaniya: Dissertatsiya na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Methods for determining the design characteristics and assessing the thermal loading of

- pneumohydraulic devices for suspension systems of high-speed tracked vehicles at the design stage: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: MGTU Publ., 2017. 210 p.
8. Idelchik I.E. Handbook of Hydraulic Resistance, CRC Begell House, 1994.
  9. Гидравлика и гидropневмопривод [Hydraulics and hydraulic pneumatic drive]: ucheb. posobiye. O.F. Nikitin. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2010. 414 p.
  10. Shassi GM-352. Tekhnicheskoye opisaniye [Chassis GM-352. Technical description]. Moscow: Voennoye izdatel'stvo Publ., 1988.
  11. Sarach YE.B. Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeney svobody dlya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny: Dis. ... kand. tekhn. nauk [Method for selecting characteristics of a suspension system with a non-integer number of degrees of freedom for a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: MGTU, 2003. 150 p.

## STUDY OF SUSPENSION SYSTEMS FOR EXPERIMENTAL TANKS OF THE USSR IN THE SECOND HALF OF THE 20TH CENTURY

PhD in Engineering **A.A. Tsipilev**, DSc in Engineering **O.A. Nakaznoy**  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia  
alexts@bmstu.ru

*Modern pneumohydraulic suspension systems for high-speed tracked vehicles have fairly typical versions of kinematic schemes, implying the installation of an elastic-damping element directly on the suspension housing (inside or outside). This solution is structurally relatively simple, and it is understood that it allows to reduce the values of unsprung masses. Other options, with placement of elastic and damping elements inside the guide elements (balancers), did not "take root" due to the greater structural complexity of both elastic or damping element and the suspension guide element. In addition to the structural complexity of implementation, such a solution increases the values of unsprung masses and, most importantly, complicates the organization of the cooling system. The protruding elements of the chassis are clogged with soil, snow (mud) when driving, which acts as a heat insulator. Nevertheless, with modern technological capabilities, these difficulties can be overcome to a certain extent, in whole or in part. However, despite the above disadvantages, this solution also has important advantages: the suspension does not take up space in the reserved volume, but is completely inside the tracked bypass, which allows using the housing volume more efficiently, and, in addition, providing the most successful bottom design for protection from mine detonation (in the case of a heavy tank "Object 279", this also made it possible to significantly increase the cross-country ability).*

*This article provides an overview of Soviet prototypes of heavy and rocket tanks, which suspension system was implemented in the guide element. The article also presents a method for determining the power and kinematic transfer functions for these suspension options, analyzes the design implementations and shows that the characteristics of the elastic elements of experimental vehicles meet modern requirements for the suspensions of high-speed tracked vehicles.*

**Keywords:** high-speed tracked vehicles, tracked vehicles, experimental tank, suspension, suspension system, kinematics, pneumohydraulic spring.

**Cite as:** Godzhayev Z.A., Godzhayev T.Z., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Iskaliyev A.I. Comparative analysis of Russian and foreign regulatory requirements for vibration protection of a tractor operator. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 81–92 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-81-92.

# ALGORITHM OF ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM FOR TWO-AXLE VEHICLES WITH ONE DRIVING AXLE WITH ADAPTIVE REDISTRIBUTION OF BRAKING FORCES

DSc in Engineering **M.M. Zhileykin, D.S. Chugunov**  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia  
jileykin\_m@mail.ru, dan0634@mail.ru

*The main purpose of active vehicle safety systems is to prevent an emergency situation. If such a situation arises, the system independently (without the participation of the driver) assesses the probable danger and, if necessary, prevents it by actively intervening in the driving process.*

*One of the ways to increase the active safety of vehicles when braking is the use of anti-lock braking systems (ABS). The main problems in ensuring the operation of the ABS, built on different control principles and with different control parameters, are the impossibility of directly determining the vehicle speed and, as a result, the slip coefficient, as well as the inability to effectively respond to changing road conditions during braking. For example, when braking on a slippery supporting surface and trying to avoid an obstacle in front, there is a risk of losing traction and skidding. The algorithms of the ABS operation developed at present do not ensure the prevention of the occurrence and development of skidding under the conditions indicated above.*

*The aim of the work is to increase the stability and controllability of two-axle vehicles with one driving axle during braking due to the adaptive redistribution of braking forces on the wheels. An algorithm for the operation of an anti-lock braking system with adaptive redistribution of braking forces on the wheels of a vehicle is proposed. Thanks to this algorithm, when braking on a slippery surface of a two-axle vehicle with one driving axle, the absence of wheel blocking and also skid resistance are ensured. The efficiency and effectiveness of the proposed algorithm when braking a two-axle vehicle with one driving axle on a slippery supporting surface were proved by the methods of simulation.*

**Keywords:** anti-lock braking system of a vehicle; stability and controllability of the vehicle; skid resistance.

**Cite as:** Zhileykin M.M., Chugunov D.S. Algorithm of anti-lock braking system for two-axle vehicles with one driving axle with adaptive redistribution of braking forces. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 93–100 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-93-100

## Introduction

The anti-lock braking system (ABS) is one of the solutions to the problem of increasing vehicle active safety during braking. Recognizing this fact, the legislators of several countries are encouraging vehicle manufacturers to implement the ABS. As a result, in Russia, all M2 buses with more than 8 passenger seats are required to have an ABS (in the European Economic Community, since 2004, every new vehicle has been equipped with an ABS). Simultaneously, the algorithms for controlling ABS operations are being improved, resulting in a higher level

of control over vehicle movement parameters during braking.

Based on the control parameters, the ABS is categorized by the following [1–6]:

- the value of the wheel slip coefficient corresponding to the maximum wheel adhesion ( $s$ -regulation);
- the maximum interaction coefficient value ( $\mu$ -regulation); and
- the value and sign of the  $d\mu/ds$  parameter, which characterizes the degree of approach to the maximum adhesion (gradient regulation).

When using s-regulation, the following basic algorithms and their combinations are typically used [7–13]:

- the equality mode of angular wheel and linear decelerations of the vehicle;
- the wheel slip coefficient and its further maintenance within the specified limits; and
- the threshold deceleration of the braking wheel.

Most of the disadvantages of s-regulation are since neither wheel slip nor wheel deceleration provides sufficient information to determine the optimal braking force control. The impossibility of directly determining vehicle speed, and thus the slip coefficient, and the impossibility of effectively responding to changes in road conditions during braking are the main problems in ensuring ABS operation based on different principles and with different control parameters.

This work is aimed at increasing the stability and controllability of two-axle vehicles during braking owing to the adaptive redistribution of braking forces on wheels.

### Algorithm for estimating vehicle movement parameters during braking

Wheels are known to slow down with an increased braking torque during braking. At a certain point, the wheel deceleration exceeds the value that the vehicle deceleration cannot physically exceed. As the braking torque increases, the wheel deceleration (not the vehicle) also increases. The physical vehicle deceleration determines wheel deceleration threshold  $\dot{\omega}_n$ , and can be approximately calculated as follows:

$$\dot{\omega}_n = \frac{a_{OX_T}}{r_s},$$

where  $a_{OX_T}$  is the current linear vector of acceleration projection  $a_O$  of the wheel center  $O$  (Fig. 1) on the plane of its rotation;  $r_s$  is the static radius of the wheel.

To determine  $a_{OX_T}$ , we consider the acceleration plan for the wheel center during curvilinear vehicle movement and assume that the rolling plane of the wheel is perpendicular to the flat support base.

The acceleration  $a_O$  (Fig. 1) of point  $O$  (wheel center) during plane motion is equal to the vector sum of acceleration  $a_C$  of the center of mass

of the vehicle (point  $C$ ) and acceleration  $a_{OC}$  of point  $O$  during rotational motion around pole  $C$ :

$$a_O = a_C + a_{OC}. \quad (1)$$

In Figure 1,  $C$  is the center of mass of the vehicle;  $O$  is the center of the vehicle wheel;  $CXY$  represents axes of the coordinate system associated with the center of mass of the vehicle;  $OX_TY_T$  represents the coordinate system axes associated with the center of the vehicle wheel;  $a_C$  represents the vector of acceleration of the vehicle mass center;  $a_O$  represents the vector of acceleration of the vehicle wheel center;  $a_{OC}^\tau$  represents the vector of tangential acceleration;  $a_{OC}^n$  is the vector of normal acceleration;  $a_{OX}$  represents the current linear vector of acceleration projection,  $a_O$  of the center  $O$  of the wheel on the  $X_T$  axis;  $\Theta$  is the angle of rotation of the controlled wheel;  $\omega_z$  is the angular speed of the vehicle rotation about the vertical axis.

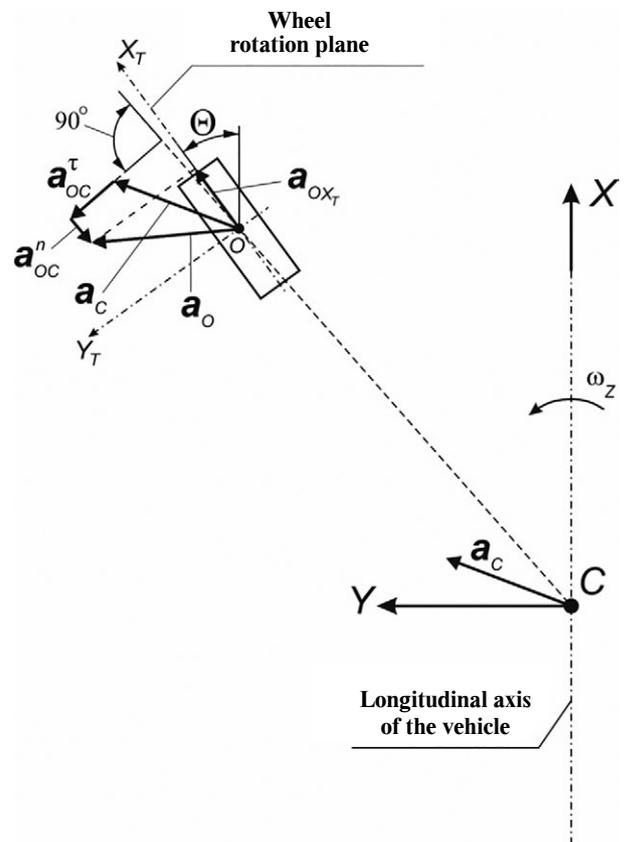


Fig. 1. Acceleration plan for the center of the wheel during curvilinear motion of vehicle

In the associated coordinate system, we take into account that the transfer velocity vector  $V_{OC}$  of point  $O$  relative to the pole  $C$  is as follows:

$$V_{OC} = \omega \times OC, \quad (2)$$

where  $\omega = [\omega_x, \omega_y, \omega_z]$  is the vector of the angular velocity of point  $O$  relative to point  $C$  and  $OC = [x_o, y_o, z_o]$  is the radius vector from point  $O$  to point  $C$  in the axis of the associated coordinate system  $CXY$  projections.

Thus,

$$a_{OC} = \varepsilon \times OC + \omega \times (\omega \times OC), \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt}, \quad (3)$$

where  $\varepsilon$  is the vector of the angular acceleration of the vehicle.

It is noteworthy that the acceleration vector  $a_{OC}$  consists of tangent and normal components:

$$a_{OC}^{\tau} = \varepsilon \times OC, \quad a_{OC}^n = \omega \times (\omega \times OC). \quad (4)$$

The vector of tangential acceleration  $a_{OC}^{\tau}$  is directed perpendicular to the  $CO$  ray. The normal acceleration vector  $a_{OC}^n$  is directed from the center of the wheel  $O$  to the center of mass  $C$  of the vehicle.

Thus, the vector modulus  $|a_{OX_T}| = a_{OX_T}$  can be defined as follows:

$$a_{OX_T} = a_{OX} \cos \Theta + a_{OY} \sin \Theta, \quad (5)$$

where  $a_{OX}, a_{OY}$  are the projections of the center  $O$  of the wheel acceleration vector  $a_O$  on the  $X$  and  $Y$  axes of the coordinate system associated with the center of mass of the vehicle.

### **The intended purpose of braking torques on wheels**

The braking torque  $M_{Ti}$  on the  $i$ -th wheel can be determined as follows, taking into account the ABS operation:

$$M_{Ti} = h_{brake} h_{ABSi} h_{fbi} T_{max}, \quad i = 1, \dots, N, \quad (6)$$

where  $h_{brake} = [0 \dots 1]$  is the degree to which the driver presses the brake pedal;  $h_{ABSi} = [0 \dots 1]$  is the reduction degree of the effective braking torque on the  $i$ -th wheel due to the ABS;

$h_{fbi} = [0 \dots 1]$  is the redistribution degree of the braking torque on the  $i$ -th wheel when braking on a straight line (taking into account the normal reaction redistributions between the front and rear axles);  $T_{max}$  is the maximum braking torque developed by the wheel brake mechanism;  $N$  is the number of wheels on the vehicle.

The value  $h_{ABSi}$  can be defined as follows:

$$h_{ABSi} = \left| \frac{\dot{\omega}_{i \delta}}{\dot{\omega}_i} \right| \frac{\omega_i}{\omega_{max}}, \quad i = 1, \dots, N, \\ \omega_{max} = \max(\omega_i, i = 1, \dots, N), \quad (7)$$

where  $\omega_i$  is the current angular speed of rotation of the  $i$ -th wheel.

The cofactor  $\left| \frac{\dot{\omega}_{nop}}{\dot{\omega}_i} \right|$  in Eq. (7) allows the braking torque on the  $i$ -th wheel to be reduced when its angular deceleration  $\dot{\omega}_i$  exceeds the threshold value  $\dot{\omega}_{nop}$ . Using the fastest wheel of the vehicle as a reference, cofactor  $2 \frac{\omega_i}{\omega_{max}}$  allows for an adjustment in braking torque reduction.

### **An adaptive algorithm for braking force redistribution on the vehicle wheels**

When a vehicle brakes on a straight-line section of motion, the vehicle "bounces" forward, the rear wheels are relieved from normal loads, and the front wheels take on additional load owing to inertial forces. Therefore, the dynamic normal load  $R_{1d}$  on the wheels of the front axle and  $R_{2d}$  on the wheels of the rear axle can be determined as follows for a two-axle vehicle:

$$R_{1d} = R_{1s} + \Delta R_1, \quad R_{2d} = R_{2s} - \Delta R_2, \\ R_{1s} = \frac{Ml_1}{L}, \quad R_{2s} = \frac{Ml_2}{L},$$

where  $R_{1s}, R_{2s}$  are the normal reactions on the wheels of the front and rear axles, respectively in a static position;  $\Delta R_1, \Delta R_2$  represent an increment of normal responses to the front and rear axles, respectively, during braking;  $M$  is the weight of the vehicle sprung parts;  $l_1, l_2$

are the distances from the center of the vehicle mass to the front and rear axles, respectively; and  $L = l_1 + l_2$  is the vehicle wheelbase.

On the assumption that the stiffness of the suspensions of all wheels is approximately equal, the increment of normal reactions to the front and rear axles  $\Delta R_1$  and  $\Delta R_2$ , is defined as follows:

$$\Delta R_1 = M \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2}, \quad \Delta R_2 = M \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{l_2}{l_1^2 + l_2^2}, \quad (8)$$

where  $|a_{Cx}|$  is the projection module of the center of mass acceleration onto the  $X$ -axis of the associated coordinate system and  $h_c$  is the height of the vehicle center of mass.

We defined the value  $h_{fbi} = \frac{R_{id}}{R_{is}}$ . Finally, using

Eq. (8), we obtained the following for braking a vehicle in a straight-line section of motion ( $|\Theta| \leq 3^\circ$ ):

$$h_{fb1,3} = 1 + \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{L}{l_1^2 + l_2^2} \quad \text{— for the front axle wheels,}$$

$$h_{fb2,4} = 1 - \frac{|a_{Cx}|}{g} h_c \frac{L}{l_1^2 + l_2^2} \quad \text{— for the rear axle wheels.}$$

(9)

If  $|\Theta| \leq 3^\circ$ , and  $h_{fbi} = 1$ .

### Testing the performance and efficiency of the ABS algorithm

Theoretical vehicle braking studies were performed using simulation mathematical modeling. The aspects of the mathematical model

of motion have been considered in previous studies [14–19].

Using simulation modeling methods in testing the performance and efficiency of the proposed algorithm, it was discovered that emergency braking on a slippery road (coefficient of adhesion at full slip 0.35) of a passenger vehicle with a gross weight of 6000 kg at an initial speed of 60 km/h with a simultaneous turn of the steering wheel (the driver's attempt to bypass the obstacle) causes front axle drift. The trajectory of the vehicle's motion during braking is presented in Figure 2.

To avoid this drift in the front axle, it is required to first recognize the occurrence and development of this process. For this purpose, we used previous data [20], where a parameter  $\delta_v = ||V_{C1}| - |V_{C2}||$  represents the difference in the estimate of the linear velocities of the center of the vehicle mass, first using the linear speed of the center of the front axle (vector  $V_{C1}$ ), and subsequently using the linear speed of the center of the rear axle (vector  $V_{C2}$ ), as a diagnostic sign of the onset of front axle drift or rear axle skidding. Figure 3 presents a graph of the change in time of the diagnostic sign  $\delta_v$  while the vehicle is braking.

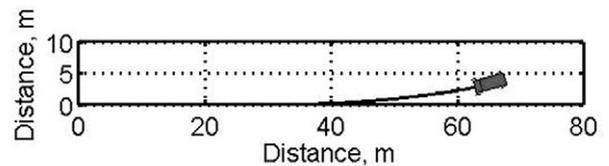


Fig. 2. Trajectory of movement of a vehicle with a gross weight of 6000 kg when braking with ABS without anti-skid function of the front axle

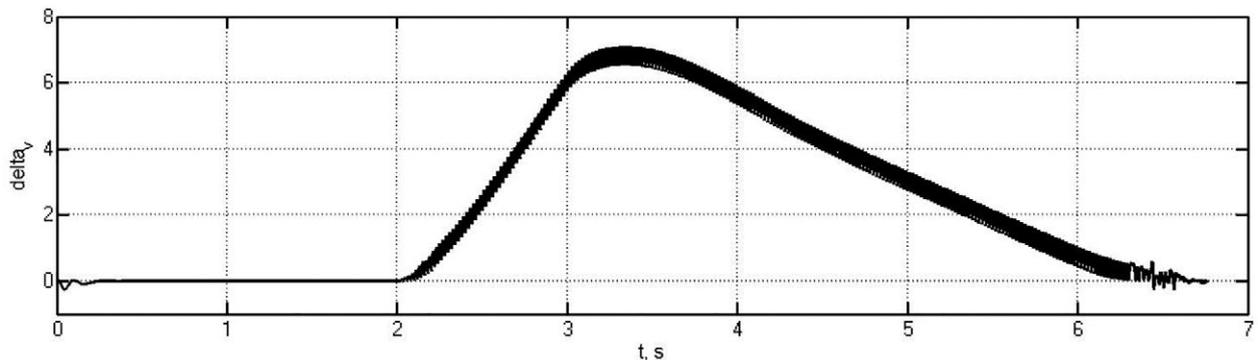


Fig. 3. The graph of the change in time of the diagnostic characteristics  $\delta_v$  when braking the vehicle

The graph in Figure 3 shows a diagnostic sign that appears during braking  $\delta_V > 0$ , indicating the front axle drift occurrence.

A counter-rotation moment for skid resistance at the front axle is required owing to increased braking of the rear wheel inner concerning the direction of rotation. However, because more braking can cause the wheel to become stuck, it is necessary to release the brakes of all wheels, except for the rear wheel inner, concerning the rotational direction. Thus, Eq. (6) for determining the braking torque on each wheel is as follows:

$$M_{mi} = h_{brake} h_{ABSi} h_{fbi} h_{ESP_i} T_{max}, i = 1, \dots, N, \quad (10)$$

where  $h_{ESP_i} = [0 \dots 1]$  is the degree of reduction of the effective braking torque on the  $i$ -th wheel due to the skid resistance algorithm at the front axle during braking (anti-skid function of the front axle).

Thus, considering the rule of signs adopted in the simulation, the algorithm for determining the value  $h_{ESP_i}, i = 1, \dots, N$  should be as follows.

If  $\Theta_1 > 0^\circ$  (turn left) and  $\delta_V > 0$  (front axle drift), then  $h_{ESP1} = h_{ESP3} = h_{ESP4} = 1 - C_u \delta_V; h_{ESP2} = 1$ .

If  $\Theta_1 < 0^\circ$  (turn to the right) and  $\delta_V > 0$  (front axle drift), then  $h_{ESP1} = h_{ESP2} = h_{ESP3} = 1 - C_u \delta_V; h_{ESP4} = 1$ .

In the above equations,  $C_u$  is the controller's gain which is adjusted individually for each vehicle.

Using simulation modeling methods, the motion of a two-axle vehicle with a total mass of 6000 kg was simulated under the same conditions as described earlier to access the efficiency and performance of the proposed ABS operation during braking. Figure 4 presents the trajectory of the vehicle when braking with

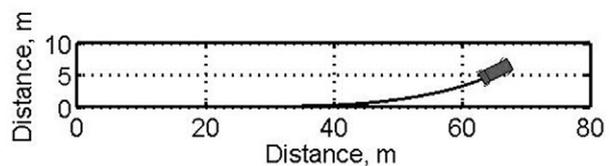


Fig. 4. Vehicle trajectory when braking with ABS and anti-skid function of the front axle

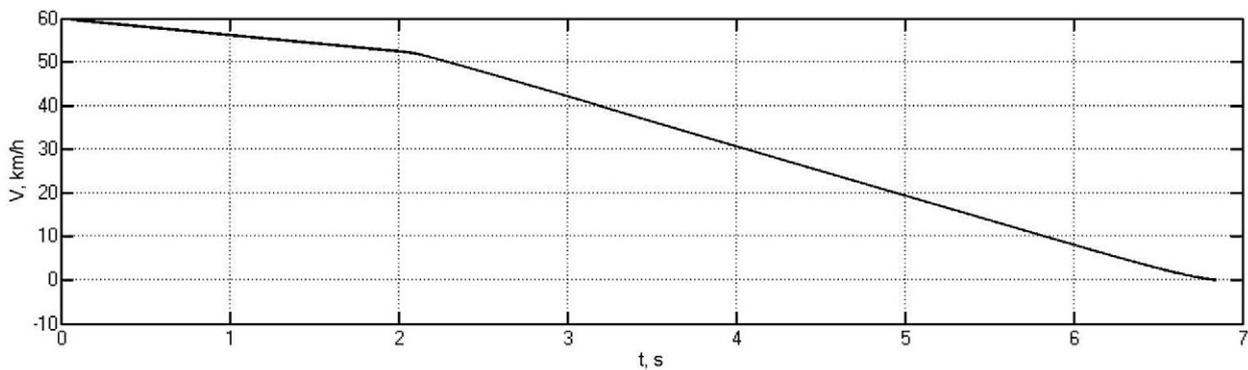


Fig. 5. Dependence of vehicle speed on time

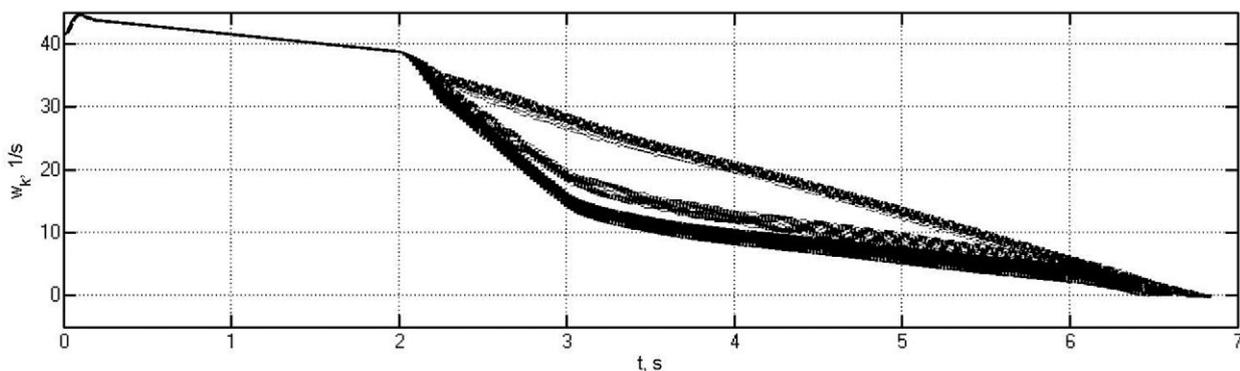


Fig. 6. Graphs of changes in angular speeds of wheels from time to time

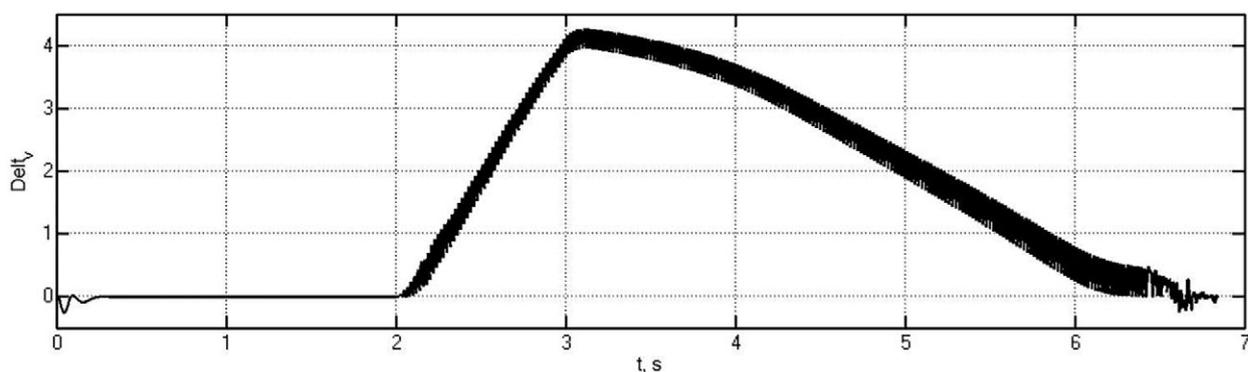


Fig. 7. The graph of the change in time of the diagnostic characteristics  $\delta_v$  when braking a vehicle with ABS and with the function of countering the drift of the front axle

the ABS and the anti-skid function of the front axle, Figure 5 demonstrates the dependence of vehicle speed on time, Figure 6 presents graphs of changes in the angular velocities of the wheels on time, and Figure 7 presents a graph of the change in time of the diagnostic sign  $\delta V$  during braking.

Figures 4 to 7 illustrate that when braking with ABS and the anti-skid function of the front axle, the wheels do not lock, and the maximum value of the diagnostic sign  $\delta V$  decreases by 40%, indicating that the proposed algorithm for the operation of an ABS with an anti-skid function of the front axle is operable and efficient.

### Conclusions

When braking a vehicle on a slippery supporting surface with a simultaneous steering wheel rotation, an algorithm for the operation of an ABS with an anti-skid function of the front axle for two-axle vehicles is proposed and characterized by not only the absence of wheel blocking but also an increase in vehicle controllability.

The operability and efficiency of the proposed algorithm for the operation of an ABS with an anti-skid function of the front axle have been proved using simulation modeling methods of braking a vehicle on a slippery supporting surface with a simultaneous steering wheel movement.

### Литература

1. Ergin, A.A., Kolomejtseva, M.B., Kotiev, G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel (2004) *Pribory i Sistemy Upravleniya*, (9), pp. 11–13.
2. Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
3. Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
4. Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
5. Farhad Assadian. Mixed  $H_\infty$  and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS. SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5–8, 2001.
6. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.
7. Kurt M. Marshek, Jerry F. Guderman II, Mark J. Jonson. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002.
8. N. Cesario, F. Tagliatela, M. Lavorgna. Adaptive Control Strategies for Electro-Mechanical Brakes. 25<sup>th</sup> Annual Brake Colloquium & Exhibition Orlando, Florida October 7–1, 2007.
9. Seongho Choi, Jinkoo Lee, Inyong Hwang. New Generation ABS Using Linear Flow Control and Motor Speed Control. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
10. Sohail Anwar, Behrouz Ashrafi. A Predictive Control Algorithm for an Anti-Lock Braking System. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002.
11. Wellstead P.E. and Petti N.B.O.L. Analysis and Redesign of an Antilock Brake System Controller. IEE

- Proceeding Control Theory Application, Vol. 144, No. 5, 1997, pp. 413–426.
12. Yongping Hou and Yongling Sun. Fuzzy Slide Mode Control Method for ABS. SAE World Congress Detroit, Michigan March 8–11. 2004.
  13. Zhileykin M.M. and Zhurkin M.M. Algorithm of anti-lock braking system with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle. Izvestiya MGTU MAMI, No. 1 (43), 2020, pp. 51–56.
  14. Belousov, B., Ksenevich, T.I., Vantsevich, V., Komissarov, D. 8У8 platform for studying terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels (2013) SAE Technical Papers, 9.
  15. Gorelov, V.A., Komissarov, A.I., Miroshnichenko, A.V. 8У8 wheeled vehicle modeling in a multibody 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.
  20. A Antonyan, M Zhileykin and A Eranosyan The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle. 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/820/1/012003.
- References**
1. Ergin, A.A., Kolomejtseva, M.B., Kotiev, G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel (2004) Pribory i Sistemy Upravleniya, (9), pp. 11–13.
  2. Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
  3. Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
  4. Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
  5. Farhad Assadian. Mixed  $H_\infty$  and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS. SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5–8, 2001.
  6. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.
  7. Kurt M. Marshek, Jerry F. Guderman II, Mark J. Jonson. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. SAE 2002 World Congress De-troit, Michigan March 4–7, 2002.
  8. N. Cesario, F. Tagliatela, M. Lavorgna. Adaptive Control Strategies for Electro-Mtchanical Brakes. 25th Annual Brake Colloquium & Exhibition Orlando, Florida October 7–1, 2007.
  9. Seongho Choi, Jinkoo Lee, Inyong Hwang. New Generation ABS Using Linear Flow Control and Motor Speed Control. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
  10. Sohel Anwar, Behrouz Ashrafi. A Predictive Control Algorithm for an Anti-Lock Braking System. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002.
  11. Wellstead P.E. and Petti N.B.O.L. Analysis and Redesign of an Antilock Brake System Controller. IEE Proceeding Control Theory Application, Vol. 144, No. 5, 1997, pp. 413–426.
  12. Yongping Hou and Yongling Sun. Fuzzy Slide Mode Control Method for ABS. SAE World Congress Detroit, Michigan March 8–11. 2004.
  13. Zhileykin M.M. and Zhurkin M.M. Algorithm of anti-lock braking system with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle. Izvestiya MGTU MAMI, No. 1 (43), 2020, pp. 51–56.
  14. Belousov, B., Ksenevich, T.I., Vantsevich, V., Komissarov, D. 8У8 platform for studying terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels (2013) SAE Technical Papers, 9.

15. Gorelov, V.A., Komissarov, A.I., Miroshnichenko, A.V. 848 wheeled vehicle modeling in a multibody 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 inter-action (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.
20. A Antonyan, M Zhileykin and A Eranosyan The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle. 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/820/1/012003.

## АЛГОРИТМ РАБОТЫ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ОДНОЙ ВЕДУЩЕЙ ОСЬЮ С АДАПТИВНЫМ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕМ ТОРМОЗНЫХ УСИЛИЙ

д.т.н. Жилейкин М.М., Чугунов Д.С.

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», Москва, Россия  
jileykin\_m@mail.ru, dan0634@mail.ru

*Главным предназначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение аварийной ситуации. При возникновении такой ситуации система самостоятельно (без участия водителя) оценивает вероятную опасность и при необходимости предотвращает ее путем активного вмешательства в процесс управления автомобилем.*

*Одним из способов повышения активной безопасности автомобилей при торможении является использование антиблокировочных систем (АБС). Основными проблемами в обеспечении работы АБС, построенных на разных принципах управления и с разными параметрами управления, являются невозможность прямого определения скорости автомобиля и, как следствие, коэффициента буксования, а также невозможность эффективно реагировать на изменяемые дорожные условия в процессе торможения. Например, при торможении на скользкой опорной поверхности и попытке объехать находящееся впереди препятствие существует опасность потери сцепления колес с дорогой и возникновения заноса. Разработанные в настоящее время алгоритмы работы АБС не обеспечивают предотвращение возникновения и развития заноса в указанных выше условиях. Целью работы является повышение устойчивости и управляемости двухосных автомобилей с одной ведущей осью при торможении за счет адаптивного перераспределения тормозных усилий на колесах. Предложен алгоритм работы антиблокировочной системы с адаптивным перераспределением тормозных усилий на колесах автомобиля. Благодаря данному алгоритму, при торможении на скользкой опорной поверхности двухосного автомобиля с одной ведущей осью обеспечивается не только отсутствие блокировки колес, но и противодействие заносу. Методами имитационного моделирования доказаны работоспособность и эффективность предложенного алгоритма при торможении двухосного автомобиля с одной ведущей осью на скользкой опорной поверхности.*

**Ключевые слова:** антиблокировочная система автомобиля; устойчивость и управляемость автомобиля; противодействие заносу.

**Для цитирования:** Жилейкин М.М., Чугунов Д.С. Алгоритм работы антиблокировочной системы для двухосных автомобилей с одной ведущей осью с адаптивным перераспределением тормозных усилий // *Известия МГТУ «МАМИ»*. 2021. № 2 (48). С. 93–100. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-93-100

# К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОКСИДОВ АЗОТА В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС

К.Т.Н. Шабанов А.В.<sup>1</sup>, Кондратьев Д.В.<sup>1</sup>, Ванин В.К.<sup>1</sup>, к.т.н. Дунин А.Ю.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

<sup>2</sup>Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия  
Saaha-1955@mail.ru

Самым эффективным методом снижения оксидов азота в ОГ дизелей является селективная очистка методом  $SCR-NH_3$ . Метод использует аммиак, выделяемый в процессе термоллиза и гидролиза раствора мочевины при ее впрыскивании через форсунку в нейтрализатор. Этот метод имеет сравнительно невысокую эффективность очистки ОГ от оксидов азота. Основным фактором, препятствующим достижению высокой эффективности системы нейтрализации  $NOx$ , является недостаточно высокая температура при реализации данного процесса.

В статье выполнен анализ различных способов поднятия эффективности процесса нейтрализации и предлагается новый метод нейтрализации  $NOx$  за счет применения впрыска мочевины в цилиндры ДВС на такте расширения в дизельном ДВС. Эффективность может быть достигнута за счет более высокой температуры ОГ в цилиндре ДВС и увеличения времени процесса термоллиза и гидролиза мочевины.

Рассмотрена кинетика разложения оксидов азота, процесс окисления  $NH_3$  и расчет температурных условий в цилиндре дизельного ДВС на такте выпуска ОГ. Проанализирован опыт нейтрализации  $NOx$ , содержащихся в дымовых газах тепловых станций, где очистка от  $NOx$  протекает при высоких температурах без использования катализатора.

Показано, что модернизация процесса  $SCR-NH_3$  за счет впрыска мочевины на такте выпуска ОГ в дизельном ДВС позволит упростить существующий метод нейтрализации  $NOx$  и получить при этом дополнительные преимущества для современного высокофорсированного двигателя.

**Ключевые слова:** отработавшие газы дизелей, выбросы  $NOx$ , эффективность метода  $SCR-NH_3$ , впрыск мочевины.

**Для цитирования:** Шабанов А.В., Кондратьев Д.В., Ванин В.К., Дунин А.Ю. К вопросу повышения эффективности систем нейтрализации оксидов азота в дизельных ДВС // Известия МГТУ «НАМИ». 2021. № 2 (48). С. 101–112. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-101-112.

## Введение

В последнее десятилетие при введении в ЕС новых более жестких норм к выбросам вредных веществ приоритет отдается наиболее опасным оксидам азота ( $NOx$ ) и твердым частицам. Требования Правил 49-06 существенно жестче требований Правил № 49-05: по оксидам азота – в 5 раз; по частицам – в три раза [1,2]. Технология снижения содержания в отработавших газах (ОГ)  $NOx$  на каталитических нейтрализаторах в бензиновых ДВС достаточно хорошо отработана. Современные системы каталитической нейтрализации вредных веществ бензиновых ДВС, работающих с  $\alpha = 1,0$  имеют высокую эффективность нейтрализации оксидов азота более 95 %. Процесс каталитической нейтрализации при этом протекает при температуре 300–900 °С и при больших скоростях

потока отработанных газов ДВС с малым временем контакта ОГ с катализатором.

В дизельном ДВС, использующем в работе бедные смеси в условиях отсутствия в ОГ восстановителей, применяются другие принципы каталитической нейтрализации  $NOx$ . Самым эффективным методом снижения оксидов азота с ОГ дизелей является селективная очистка ОГ методом  $SCR-NH_3$  (*Selective Catalytic Reduction*). В настоящее время разработаны и другие типы нейтрализации  $NOx$ , например  $SCR-HC$ , в которых используется топливо для поддержания каталитической реакции восстановления азота и создания высокой температуры в нейтрализаторе. Однако данный метод приводит к существенному увеличению расхода топлива ДВС и соответственно выбросу  $CO_2$ .

Применение системы  $SCR-NH_3$ , как утверждается специалистами, позволяет расходовать на 30 % меньше топлива, чем в системах нейтрализации  $SCR-HC$ . Поэтому все импортные автомобили среднего и большого классов поставляются в Россию по технологии  $SCR-NH_3$ . В Европе эта технология также широко используется и устанавливается на 70 % автомобилей. В качестве восстановителей в системе очистки  $SCR-NH_3$  используется аммиак ( $NH_3$ ), выделяемый в процессе термолиза и гидролиза раствора мочевины  $CO(NH_2)_2$  при ее впрыскивании через форсунку в нейтрализатор.

В публикациях [3, 4] было показано, что для обеспечения высокой эффективности очистки ОГ дизельных ДВС от вредных веществ необходимо решить ряд технических проблем у систем нейтрализации ОГ дизелей. О необработанности системы  $SCR-NH_3$ , применяемой в настоящее время, говорит и тот факт, что предельные европейские нормы выбросов по оксидам азота для ДВС с искровым зажиганием для автомобилей категории М, N1 и N2 в 3–3,4 раза ниже, чем для ДВС с воспламенением от сжатия. Связано это с невозможностью выполнения более жестких требований по выбросам  $NOx$  этими системами.

Сравнительно невысокая эффективность очистки ОГ дизелей 30–90 % по оксидам азота вызывает соответствующее к ним отношение с позиции общественного экологического мнения на западе. Достаточно сказать, что во Франции на законодательном уровне дизельные двигатели, даже соответствующие современным нормам, уже исключили из «категории 1», к которой относятся самые экологически чистые ДВС. Невозможность выполнения дизельными двигателями жестких норм по выбросам ВВ вынудило в европейском

экологическом законодательстве применить для дизелей более мягкие нормы стандарта ЕВРО, чем для бензиновых ДВС. Известно, что достаточно большую мощность у ДВС для транспортных средств можно получить только применяя процесс воспламенения топлива от сжатия, поэтому по крайней мере для крупнотоннажных грузовиков альтернативы дизельным ДВС просто нет. Напрашивается вопрос, можно ли решить проблему повышения эффективности систем нейтрализации оксидов азота в дизелях? Чтобы ответить на этот вопрос, рассмотрим причины, лежащие в основе этой проблемы, препятствующие ее решению, и направления, по которым идут разработчики современных систем нейтрализации для дизельных ДВС.

### 1. Анализ методов селективной очистки ОГ в системе выпуска дизелей

На рис. 1 приведена система нейтрализации вредных веществ (ВВ) с ОГ ДВС *tdi-V6 Volkswagen* уровня выбросов ЕВРО-5, использующим метод  $SCR-NH_3$ .

Использование метода  $SCR-NH_3$  обосновано возможностями получения относительно высокой эффективности снижения  $NOx$  по отношению к другим методам, а также теми возможностями, которые можно достичь при ее модернизации. Максимально достижимая степень конверсии  $NOx$  в системе очистки метода при оптимальных условиях достигает 90 %. Система каталитического восстановления окислов азота содержит окислительный катализатор, сажевый фильтр, восстановительный нейтрализатор, нейтрализатор финишной очистки, блок управления, устройство хранения, подогрева и подачи мочевины, систему

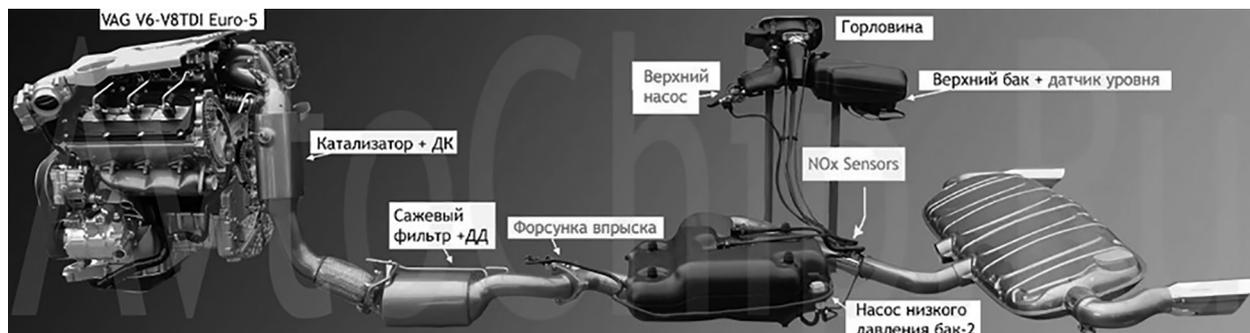


Рис. 1. Система нейтрализации ВВ с ОГ *Volkswagen* уровня выбросов ЕВРО-5 методом  $SCR-NH_3$

Fig. 1. Aftertreatment system of explosives with *Volkswagen* exhaust gases of EURO-5 emission level using the  $SCR-NH_3$  method

подачи мочевины через форсунку в нейтрализатор.

В системе селективной каталитической нейтрализации оксидов азота методом *SCR-NH<sub>3</sub>* используется 30–35 % раствор мочевины. Это соотношение в отличие от высококонцентрированных растворов не опасно для окружающей среды и человека при его применении. Давление в системе подачи мочевины составляет 0,3–0,6 МПа. На рис. 2 и 3 показаны подающий *AdBlue* модуль и бак хранения мочевины с системами подогрева реагента и подачи к форсункам дизельного ДВС *Volkswagen TDI* [5].

Мочевина, проходя через форсунку, смешивается с воздушным потоком и впрыскивается в поток отработавших газов после сажевого фильтра в виде облака капель. В последней модернизированной системе селективной каталитической нейтрализации мочевины впрыскивается без использования сжатого воздуха.

Следует сказать, что для эффективного протекания реакции на катализаторе требуется высокая температура 400–550 °С и опреде-

ленное время для процесса гидролиза и термоллиза мочевины. Из-за охлаждения ОГ ДВС при движении по выпускному тракту реальный диапазон работы системы нейтрализации ограничивается пределами 250–500 °С. Поэтому эффективность процесса нейтрализации *NO<sub>x</sub>* составляет 30–90 %. Решают проблему повышения эффективности процесса увеличением протяженности зоны между форсункой подачи мочевины и катализатором, а также ищут другие методы интенсификации этого процесса, например, путем установки специальных катализаторов гидролиза мочевины. Предварительный гидролиз мочевины существенно повышает степень восстановления *NO<sub>x</sub>*, при этом проскок аммиака через нейтрализатор финишной очистки резко снижается [6]. Согласно результатам экспериментальных исследований, при температуре выше 550 °С при использовании катализаторов начинается уже рост образования вторичного *NO<sub>x</sub>* и падает эффективность процесса нейтрализации [6, 7]. При температурах



Рис. 2. Подающий *AdBlue* модуль с системой подогрева и подачи реагента к форсункам дизельного ДВС *Volkswagen tdi-25-l-etro-5* ( $V_h = 2,5$  л,  $N_e = 120$  кВт)

Fig. 2. *AdBlue* supply module with a heating system and reagent supply to the injectors of the *Volkswagen tdi-25-l-etro-5* diesel internal combustion engine ( $V_h = 2,5$  l,  $N_e = 120$  kW)



Рис. 3. Подогреваемые баки хранения мочевины *AdBlue*, применяемые на автомобилях категории *N1* и *N3*

Fig. 3. Heated *AdBlue* urea storage tanks used on *N1* and *N3* category vehicles

1000–1300 К оксиды азота становятся основным продуктом реакции.

Одним из существенных недостатков систем *SCR-NH<sub>3</sub>* также является наличие в ОГ нормируемого Правилами ООН № 49-06 токсичного вещества аммиака (*NH<sub>3</sub>*), который относится к газам 4-го класса опасности [8]. Он относится к группе веществ удушающего действия. Аммиак является высокотоксичным соединением, даже находясь в крови в относительно небольших концентрациях. Симптомы аммиачного отравления уже проявляются в 23-кратном превышении предельно-допустимых концентраций ПДК.

Применение в системах передозировки подачи мочевины для повышения эффективного процесса нейтрализации *NO<sub>x</sub>* приводит к проскоку аммиака через нейтрализатор финишной очистки. Выбросы *NH<sub>3</sub>* уровня Евро V допускают концентрации *NH<sub>3</sub>* = 25 млн<sup>-1</sup>, не более. В эксплуатации систем Правилами № 49-06 допускается некоторый их рост. Но для его ограничения предусмотрен контроль *NH<sub>3</sub>* бортовой системой диагностики от датчика, установленного на выходе из системы.

Для контроля процесса нейтрализации в применяемых системах очистки *SCR-NH<sub>3</sub>* дизельных двигателей установлены датчики: температуры реагента нейтрализации, температуры отработавших газов на входе в нейтрализатор, датчики концентрации *NO<sub>x</sub>* и *NH<sub>3</sub>* в отработавших газах после нейтрализатора. Дозирование мочевины при впрыскивании регулируется блоком управления. На рис. 4 приведена современная схема системы очистки *SCR-NH<sub>3</sub>* дизельных двигателей [5, 9].

Следует сказать о других недостатках присущих данной системе, которые заключаются в:

- сложности создания в каталитическом нейтрализаторе необходимой температуры на различных режимах работы ДВС (реальный температурный диапазон работы системы нейтрализации ограничивается пределами 200–500 °С);
- низкой степени восстановления *NO<sub>x</sub>* на отдельных режимах работы ДВС вследствие недостаточного времени для предварительного гидролиза мочевины;
- неравномерным распределением аммиака в зоне реакции нейтрализации;
- низкой эффективности процесса восстановления азота подачей избыточного аммиака в катализаторе и появляющемся вследствие этого проскоке *NH<sub>3</sub>* через восстановительный нейтрализатор.

Для поднятия эффективности процесса нейтрализации применяются способы повышения равномерности распределения реагента при его подаче в нейтрализатор, выбор параметров впрыскивания и оптимальное его количественное дозирование системой через форсунку и другие мероприятия. Распыливание *AdBlue* осуществляется при помощи форсунки (рис. 5) с электромагнитным клапаном. Параметры угла распыливания факела *AdBlue*, строго выбираются, т.к. они в значительной мере влияют на процесс эффективности процесса нейтрализации [5, 9].

При распылении и разложении мочевины должно быть обеспечено равномерное объемное распределение аммиака в потоке перед его поступлением в катализатор. Для этого в при-

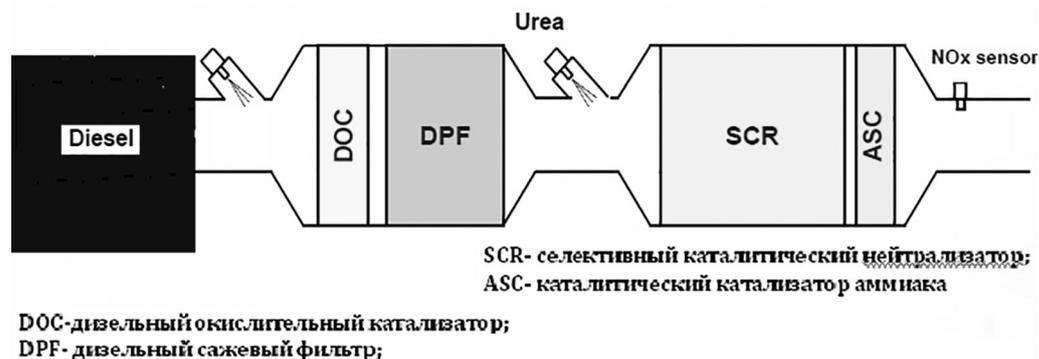


Рис. 4. Схема системы очистки ОГ методом SCR-NH<sub>3</sub> в дизельных ДВС

Fig. 4. SCR-NH<sub>3</sub> exhaust gas cleaning system diagram in diesel internal combustion engines

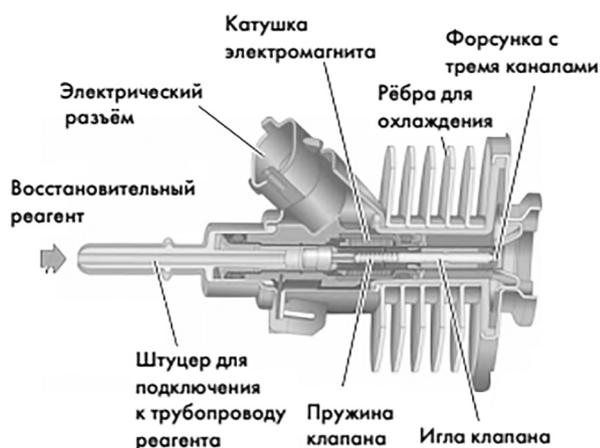


Рис. 5. Форсунка впрыскивания AdBlue в систему выпуска ОГ дизелей

Fig. 5. AdBlue injection nozzle for the exhaust system of diesel engines

меняемых системах необходимы меры по активному перемешиванию газового потока, например, смесители, которые ускоряют процессы испарения и диффузии раствора и способствуют разложению мочевины, обеспечивая однородность потока.

В эксплуатации у системы очистки методом SCR-NH<sub>3</sub> возникают и другие проблемы. При работе системы происходит забивание сопел форсунок кристаллами мочевины, что снижает эффективность каталитического процесса.

Производители систем решают эту проблему различными методами. Основное направление решения проблемы забивания выходных отверстий кристаллами мочевины при пониженных температурах – это применение нагревательных элементов в системе подачи мочевины. Также осуществляется подогрев бака хранения мочевины.

Применяются также устройства, обеспечивающие лучшее смешивание и равновесное распределение капель мочевины в потоке ОГ. На рис. 6 показано устройство «микшер», обеспечивающее равномерное смешение мочевины в потоке ОГ ДВС. Применяемый фирмой Volkswagen микшер для этой цели играет роль отражающей поверхности для распыленных капель мочевины. При соударении с поверхностью микшера распыленные капли дробятся. Это приводит к тому, что впрыснутая мочевина быстрее испаряется и переходит в газообразное состояние. Кроме того, это позволяет исключить попадание крупных капель распыленной мочевины на восстановительный катализатор. Дополнительно, геометрическая форма микшера придает потоку ОГ вращательное движение, что приводит к лучшему смешиванию и равновесному распределению капель в потоке ОГ.

Доля восстановителя (NH<sub>3</sub>/NO), поступающего в катализатор, рассчитывается блоком управления и является выходным параметром расчетной математической модели процесса нейтрализации. При расчете массового потока ОГ принимается, что он соответствует массовому расходу воздуха во впускном канале и массе впрыскиваемого топлива.

Контроль работы системы SCR и его самодиагностика производится с помощью сигнала от датчика NO<sub>x</sub>, который также определяет и эффективность действия восстановительного катализатора. Для этого измеренное значение сравнивается с математической моделью расчета количества оксидов азота в электронном блоке управления двигателя.

Если значение эффективности станет меньше определенного, включаются лампа

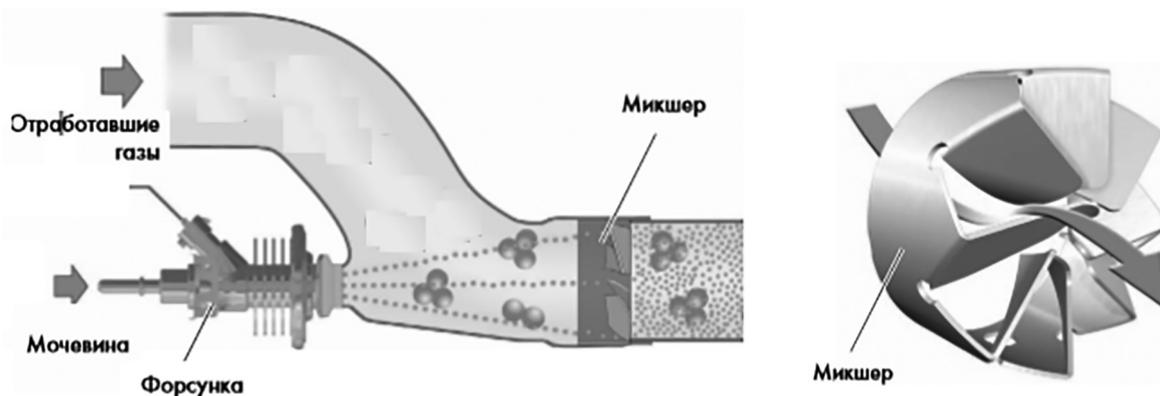


Рис. 6. Системы впрыскивания и обеспечения равномерности смешения мочевины с ОГ ДВС *tdi-V6 Volkswagen*

Fig. 6. Injection systems and ensuring uniform mixing of urea with exhaust gas of *tdi-V6 Volkswagen* internal combustion engines

*check engine* и контрольная лампа системной ошибки на дисплее, при этом также вносится ошибка в блок электронной памяти неисправностей.

Германский концерн *Daimler* устанавливает дополнительное дозирующее устройство впрыскивания раствора мочевины внутрь двухстеночной трубы перед катализатором, обеспечивает точную дозировку мочевины, что позволяет селективно проводить восстановление окислов азота до свободного азота при умеренных температурах (300–400 °С). Оно служит своеобразным термосом, поддерживающим нужную оптимальную температуру отработавших газов, и за счет этого позволяет снижать концентрацию вредных окислов азота ДВС. Немецкая компания *Emitec*, занимающая ведущие позиции в мире по разработкам и выпуску каталитических нейтрализаторов, также использует принцип нагревания мочевины до значительных температур и интенсификации процессов ее гидролиза и термоллиза для поднятия эффективности нейтрализации *NOx* [5, 9].

Фирма *Robert Bosch GmbH* предложила систему *Denoxtronic*, в которой в результате сгорания топлива температура ОГ поднимается почти до 600 °С, при которой сгорает сажа в фильтре и повышается эффективность каталитического процесса в нейтрализаторе *NOx*. Американская компания *Eaton* разработала сложную и дорогую технологию на основе *SCR*, в которой аммиак получают в системе выпуска ДВС и воздействуют на мочевину высокими температурами. Однако эти методы довольно сложны и приводит к существенно-

му увеличению расхода топлива на дизельных ДВС и соответственно выбросу  $\text{CO}_2$ .

Следует также сказать, что перечисленные меры не позволяют достичь уровня выбросов ЕВРО-6, поэтому производители систем нейтрализации для решения проблемы вынуждены применять дополнительно рециркуляцию отработавших газов, которая, как известно, при ее негативном воздействии на рабочий процесс и проблемах в эксплуатации ДВС может существенно (до 50 %) повысить эффективность процесса нейтрализации *NOx*. В этих системах для повышения показателя рециркуляции и более эффективного снижения уровня оксидов азота применяют охлаждение радиатором рециркулируемых отработавших газов. Благодаря этому температура в камере сгорания дополнительно снижается, тем самым уменьшая выбросы *NOx*.

Целью данной работы является повышение эффективности процесса нейтрализации *NOx* доработкой системы путем создания благоприятных условий для реакций нейтрализации за счет применения впрыска мочевины в цилиндры ДВС на такте расширения в дизельном ДВС. Это достигается за счет более высокой температуры ОГ в цилиндре ДВС, интенсификации и увеличении времени процесса термоллиза и гидролиза мочевины, активным перемешиванием реагента в условиях работы турбокомпрессора ДВС. Но использование данного метода для процесса нейтрализации *NOx* сопряжено с проблемой возможного выхода вторичного *NOx* в условиях выделения аммиака при впрыске мочевины в цилиндры ДВС при более высокой температуре, харак-

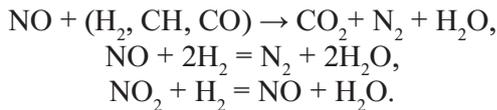
терной такту выпуска ОГ. В этой связи рассмотрим кинетику процессов взаимодействия оксидов азота с восстановителями на разных этапах процесса и влияние температурного фактора на процесс нейтрализации  $NOx$ .

## 2. Кинетика разложения оксидов азота в каталитическом реакторе, процесс окисления $NH_3$ на катализаторе и расчет температурных условий в цилиндре дизельного ДВС на такте выпуска ОГ

При очистке оксидов азота на катализаторе до молекулярного азота используются восстановители. В качестве восстановителей могут выступать водород ( $H_2$ ), углеводороды ( $CH$ ), окись углерода ( $CO$ ) [7].

Катализатором служат элементы платиновой группы.

В общем виде реакцию нейтрализации оксидов азота можно записать уравнением:



При наличии  $CH$  оксиды азота взаимодействуют с углеводородами, кислород вступает в реакцию с углеродом, в результате образуются углекислый газ, азот и вода:



Однако при работе на бедных смесях, характерных для дизельного ДВС, восстановителей недостаточно для нейтрализации окси-

дов азота. Поэтому в качестве восстановителя используется аммиак мочевины, выделяемый при ее термолитизе и гидролизе. Основная реакция восстановления аммиаком азота идет с образованием воды:

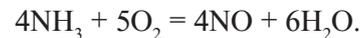


Суммарная реакция восстановления аммиаком азота имеет вид:



При протекании этих реакций решающую роль играет температура на катализаторе. Максимальная температура ОГ поле турбокомпрессора дизельного ДВС при моторных испытаниях на режиме максимального момента по 13 ступенчатому циклу Правил № 49 ООН, как видно из рис. 7 составляет 492 °С.

При более высоких температурах  $>550$  °С эффективность процесса нейтрализации на катализаторе заметно снижается. Это обусловлено опережающей реакцией окисления (горения) аммиака с образованием вторичного  $NO$ . При этом возможно также образование закиси азота. Остаточный после реакции нейтрализации аммиак может значительно увеличивать выход  $NO$  по реакции:



Как показали исследования, передозировка подачи мочевины по отношению к выделяемому дизельным ДВС  $NO$  ( $NH_3/NO$ ) повышает эффективность восстановительного процесса, но при этом резко увеличивается проскок аммиака через заградительный нейтрализатор

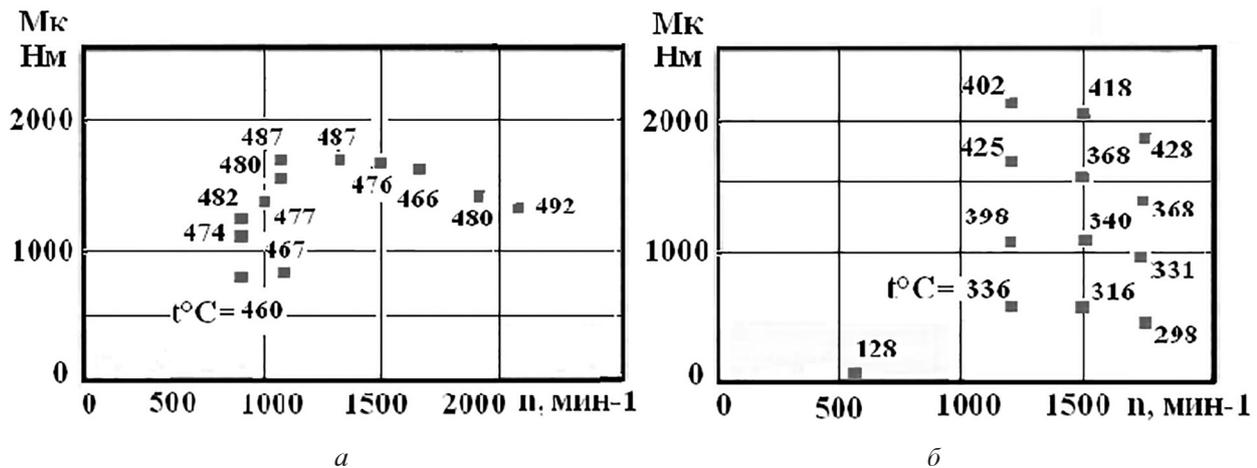


Рис. 7. Температура ОГ после турбокомпрессора дизельных ДВС:

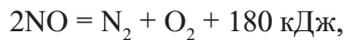
а)  $Vh = 9$  л и б)  $Vh = 12$  л

Fig. 7. Exhaust gas temperature after the turbocharger of diesel internal combustion engines:

а)  $Vh = 9$  l and б)  $Vh = 12$  l

очистки газов [6]. При низких температурах ОГ 200–300 °С процесс нейтрализации замедляется из-за относительно медленного разложения мочевины. При температурах ниже 200 °С прекращается термолит, гидролиз мочевины и, как следствие, восстановление азота аммиаком и реакция идет при наличии  $NH_3$  с образованием нитрида аммония  $NH_4NO_3$ .

Рассматривая нейтрализацию  $NOx$  на катализаторе от температурного фактора, важно учитывать окисление аммиака в системе очистки, который в значительной степени влияет на эффективность нейтрализации методом  $SCR-NH_3$ . Эффективность метода  $SCR-NH_3$  начинает падать с ростом температуры выше 550 °С и уже при 600 °С составляет 60 % [7]. При температурах 1000–1300 К (727–1027 °С) оксиды азота становятся основным продуктом реакции. При дальнейшем росте температуры среди продуктов реакции появляется и закись азота  $N_2O$ , однако ее доля существенно мала [7]. Возможны также реакции диссоциации азота и аммиака:



Полная диссоциация закиси азота наступит при 900 °С.

Как показали исследования [10, 11], процесс окисления аммиака на катализаторах происходит при относительно более низких температурах, чем окислительно-восстановительные процессы с впрыскиванием мочевины без катализатора, т.к. для выделения аммиака из мочевины должны произойти предварительные процессы термолита и гидролиза.

Учитывая изложенное выше, определим расчетным методом температурные условия впрыскивания мочевины на такте выпуска ОГ в цилиндры дизельного ДВС на наиболее нагруженном режиме работы по внешне скоростной характеристике ДВС, где концентрации  $NOx$  максимальны.

На рис. 8 представлены результаты расчета температуры в цилиндре дизельного ДВС при цикловой подаче дизельного топлива 100 мг/цикл и частоте вращения коленчатого вала ДВС, соответствующей максимальному крутящему моменту. Температура газов в цилиндре ДВС при завершении процесса сгорания при нагрузке ( $P_e = 1,66 \text{ МПа}$ ) составляет 1230 °С. В момент открытия выпускного

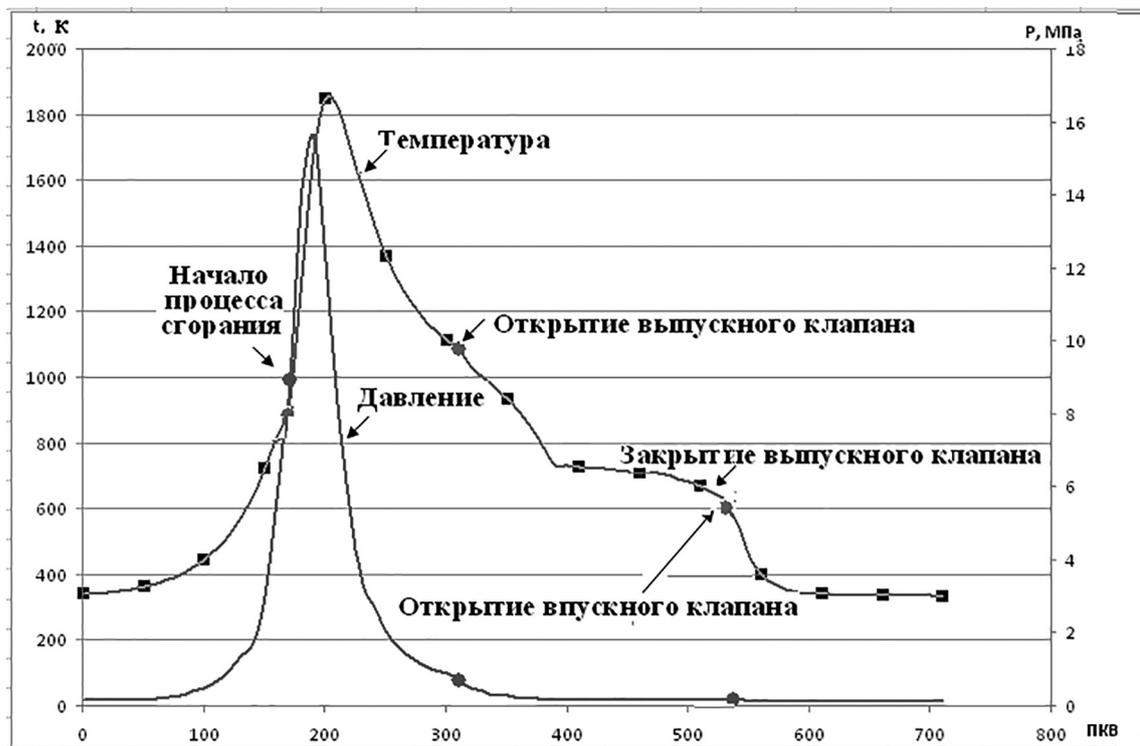


Рис. 8. Параметры в цилиндре, рассчитанные для дизельного ДВС, при цикловой подаче топлива 100 мг/цикл,  $n = 1625 \text{ мин}^{-1}$ ,  $P_e = 1,66 \text{ МПа}$  ( $S/D = 124/107$ ,  $\varepsilon = 17,3$ )

Fig. 8. Parameters in the cylinder, calculated for a diesel internal combustion engine, with a cyclic fuel supply of 100 mg/cycle,  $n = 1625 \text{ min}^{-1}$ ,  $P_e = 1,66 \text{ MPa}$  ( $S/D = 124/107$ ,  $\varepsilon = 17,3$ )

клапана она снижается до 813 °С, температура на выходе из турбокомпрессора ДВС составляет 527°С. При минимальной нагрузке,  $Pe = 0,5$  МПа,  $n = 1625$  мин<sup>-1</sup>, температура в момент открытия выпускного клапана составляет 472 °С.

Расчетные данные хорошо согласуются с экспериментальными значениями температур, полученными при испытаниях на моторном стенде. Приведенные значения температур показывают, что если осуществлять впрыскивание мочевины в цилиндр ДВС после завершения открытия выпускного клапана, то условия для процесса термоллиза и гидролиза мочевины, а также восстановительных реакций будут благоприятны.

С учетом изложенного выше, следует рассмотреть уже имеющийся опыт селективной очистки газов от  $NOx$  с подачей мочевины при высоких температурах и технологии, применяемые в других отраслях промышленности.

### **3. Селективная некаталитическая очистка газов от $NOx$ с подачей мочевины**

Заслуживает внимания опыт нейтрализации  $NOx$ , содержащихся в дымовых газах тепловых станций. Эта технология очистки газов разработана в РГУ нефти и газа им. Губкина [12, 13]. Отличие предложенной РГУ системы очистки от метода  $SCR-NH_3$  заключается в том, что очистка дымовых газов от  $NOx$  протекает при высоких температурах 850–1100 °С. Очистка газов при таких температурах осуществляется без катализаторов за счет подачи мочевины (карбамида). Разработанная технология обеспечивает более высокую степень очистки газов при меньшем удельном расходе восстановителя по сравнению с известными некаталитическими технологиями. Методы некаталитической очистки топочных газов являются менее затратными, однако их эффективность, как правило, значительно ниже по сравнению с каталитическими. Процесс очистки газов регулируется с помощью автоматической системы управления, которая позволяет задавать и поддерживать необходимую степень очистки газов от  $NOx$ .

Эта технология использует аминоксодержащие восстановители, находящиеся в газовой фазе. При разработке этих процессов было рассмотрено применение большого числа возможных восстановителей, но, как показали иссле-

дования, практическое значение имеют только аммиак и карбамид, причем карбамид является более предпочтительным с точки зрения экологической безопасности процесса.

В тепловых агрегатах станций в условиях более низких температур были использованы также и гибридные технологии, сочетающие низкотемпературное каталитическое и высокотемпературное некаталитическое восстановление оксидов азота. Это позволяет стабилизировать высокую эффективность очистки газов и обеспечить практически полную очистку от  $NOx$  в широком диапазоне температур, а также существенно снизить проскок непрореагировавшего аммиака. Установлено, что при низкой температуре  $NO_2$  более устойчивы к процессу нейтрализации. В высокотемпературной зоне > 850 °С процесс нейтрализации оксидов азота осуществляется значительно легче, чем низкотемпературной. Оптимальная при некаталитической очистке предельная температура с точки зрения эффективности процесса с использованием карбамида находится в диапазоне температур 840–900 °С. При более высоких температурах дымовых газов, как это видно из рис. 10, эффективность процесса очистки дымовых газов от оксидов азота снижается [12, 13].

Исследования селективного каталитического восстановления оксидов азота дымовых газов проводились в реакторе при температуре 250–450 °С на вольфрамованадиевом оксидном катализаторе. Как видно из рис. 9, а, катализатор позволяет достичь степень очистки дымовых газов в 91 % с проскоком аммиака ниже 50 ppm. Некаталитические методы характеризуются меньшей степенью очистки, а проскок аммиака выше и требует дополнительного регулирования подачи реагента для обеспечения приемлемого уровня эффективности.

На рис. 9б приведено влияние высокой температуры на эффективность очистки дымовых топочных газов от  $NOx$  [12, 13]. При температуре 840 °С, как видно из рис. 9, б, идет наиболее эффективный процесс нейтрализации  $NOx$ .

При температуре выше 840 °С эффективность очистки дымовых газов начинает падать и при 1010 °С с концентрацией раствора мочевины 20 % она составляет 32 %. Увеличением концентрации мочевины до 40 % можно поднять эффективность очистки газов до 54 %. Но передозировка увеличивает концентрацию аммиака на выходе в дымовых газах

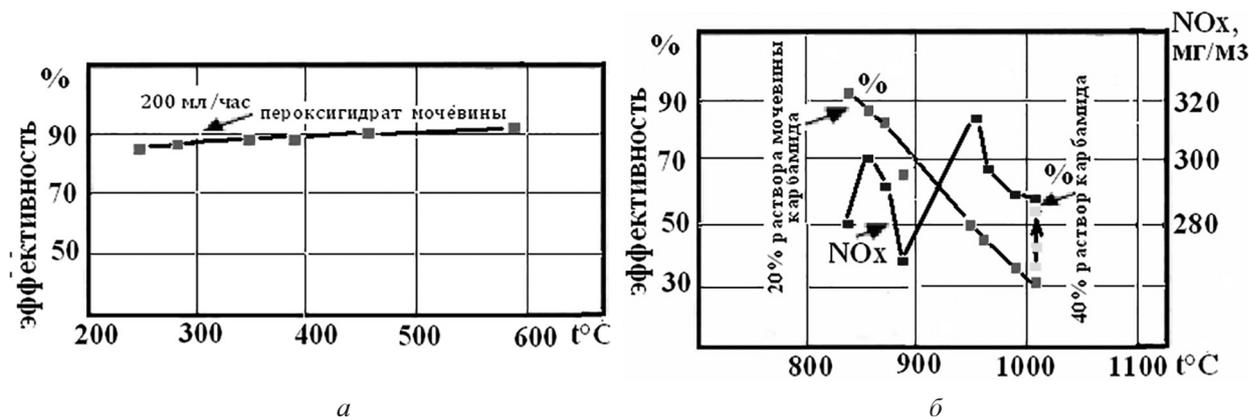


Рис. 9. Влияние температуры на эффективность очистки дымовых топочных газов от NOx [11]:  
а) очистка от NOx на экспериментальной установке; б) очистка в дымовых трубах

Fig. 9. Influence of temperature on the efficiency of cleaning flue gases from NOx [11]:  
a) cleaning from NOx at the pilot plant, b) cleaning in smoke flue

до 30–90 ppm [12, 13]. Максимальные концентрации NOx в очищенных дымовых газах составляют в среднем 230 млн<sup>-1</sup> в рабочем температурном диапазоне 840–1100 °С, что сопоставимо концентрациями NOx в ОГ дизельного ДВС уровня выбросов Евро-5.

### Выводы

Выполненный анализ применяемых на дизельных ДВС систем очистки ОГ, использующих метод SCR-NH<sub>3</sub>, показывает недоработанность применяемого метода нейтрализации NOx и его сложность. Основным фактором, препятствующим достижению высокой эффективности системы нейтрализации NOx, является недостаточно высокая температура при практической реализации данного процесса.

Для выполнения действующих в ЕС норм по выбросам NOx производители систем применяют целый комплекс мер, включая рециркуляцию ОГ. Это позволяет достичь необходимого уровня по выбросам NOx, действующего в настоящее время в ЕС.

Опыт нейтрализации NOx, содержащихся в газах тепловых станций, показывает, что при использовании карбамида оптимальная температура для обеспечения высокой эффективности процесса при некаталитической нейтрализации NOx находится в диапазоне 840–900 °С. Эта температура, как показывают приведенные расчеты, соответствуют параметрам состояния ОГ после завершения открытия выпускного клапана у дизельного ДВС.

Модернизация применяемого в настоящее время процесса SCR-NH<sub>3</sub> за счет впрыска мочевины на такте выпуска ОГ в дизельном ДВС

позволит упростить существующий метод нейтрализации NOx и получить при этом дополнительные преимущества для современного высокофорсированного двигателя.

### Литература

1. Кутнев В.Ф., Кисуленко Б.В., Шюте Ю.В. Экологическая безопасность автомобилей с двигателями внутреннего сгорания. Экология. Машиностроение. Москва. 2009. 244 с.
2. Правила № 49 ЕЭК ООН. Единообразные предписания, касающиеся подлежащих принятию мер по ограничению выбросов загрязняющих газообразных веществ и взвешенных частиц двигателями с воспламенением от сжатия и двигателями с принудительным зажиганием, предназначенными для использования на транспортных средствах: поправки серии 06 ЕЭК ООН.
3. Шабанов А.В., Кондратьев Д.В., Соломин В.А., Ванин В.К. К вопросу снижения выбросов оксидов азота дизельными двигателями внутреннего сгорания. Труды НАМИ. 2020. № 1 (280). С. 47–55.
4. Шабанов А.В., Соломин В.А., Шабанов А.А. Способ повышения эффективности системы нейтрализации оксидов азота дизельного ДВС и эффективности его работы. Известия МГТУ МАМИ. 2018. № 4 (38). С. 77–84.
5. wp-content/uploads/2019/08/sistema-nejtralizacii-otrabotavshih-gazov-selective-catalytic-reductio.
6. Панчишный В.И., Воробьев И.Ю. Нейтрализация оксидов азота в отработавших газах дизелей. Двигателестроение. 2005. № 2. С. 35–42.
7. Кульчевский А.Р. Исследование процессов образования и разработки методов снижения выбросов вредных веществ с ОГ дизелей внедорожных

- машин. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Владимир. 2006. 337 с.
8. Грушко Я.М. Вредные неорганические соединения в промышленных выбросах в атмосферу. Ленинград. «Химия». 1987. 79 с.
  9. W. Busch, D. Bohn, H. Burgartz, K. Hoffmann, D. Smith. Уменьшение содержания вредных веществ. MSI Motor Service International GmbH. Germany.
  10. Калугин В.В., Калинин В.В., Черненко А.С. Высокотемпературное окисление аммиака на платиновом катализаторе при параллельном образовании азотсодержащих продуктов / 2015 г. КИНЕТИКА И КАТАЛИЗ. Одесский национальный университет им. И.И. Мечникова. 2015. Т. 56, № 3. С. 333–341.
  11. Олисов А.В. Окисление аммиака на платиноидных катализаторах. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н. Москва 1990. 20 с.
  12. Способ очистки дымовых газов от оксидов азота. Патент RU 2314861. Владелец патента: Кулиш О.Н. Российский Государственный Университет нефти и газа им. И.М. Губкина. <http://www.findpatent.ru/patent/231/2314861.html>
  13. Способ управления впрыском мочевины в систему обработки оксидов азота с селективным каталитическим восстановлением. <http://www.findpatent.ru/patent/247/2477374>.
- References**
1. Kutenev V.F., Kisulenko B.V., Shyute YU.V. *Ekologicheskaya bezopasnost' avtomobiley s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya. Ekologiya* [Environmental safety of vehicles with internal combustion engines. Ecology]. Moscow. Mashinostroyeniye Publ. 2009. 244 p.
  2. Pravila № 49 YEEK OON. Yedinoobraznyye predpisaniya, kasayushchiyesya podlezhashchikh prinyatiyu mer po ogranicheniyu vybrosov zagryaznyayushchikh gazoobraznykh veshchestv i vzveshennykh chastits dvigatelyami s vosplameneniyem ot szhatiya i dvigatelyami s prinuditel'nym zazhiganiyem, prednaznachennymi dlya ispol'zovaniya na transportnykh sredstvakh: popravki serii 06 YEEK OON [Uniform provisions concerning the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression ignition engines and positive ignition engines for use in vehicles: UNECE 06 series of amendments].
  3. Shabanov A.V., Kondrat'yev D.V., Solomin V.A., Vanin V.K. The issue of reducing nitrogen oxide emissions from diesel internal combustion engines. *Trudy NAMI*. 2020. No 1 (280), pp. 47–55 (in Russ.).
  4. Shabanov A.V., Solomin V.A., Shabanov A.A. A method for increasing the efficiency of the system for neutralizing nitrogen oxides of a diesel internal combustion engine and the efficiency of its operation. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2018. No 4 (38), pp. 77–84 (in Russ.).
  5. [wp-content/uploads/2019/08/sistema-nejtralizacii-ot-rabotavshih-gazov-selective-catalytic-reductio](http://www.findpatent.ru/wp-content/uploads/2019/08/sistema-nejtralizacii-ot-rabotavshih-gazov-selective-catalytic-reductio).
  6. Panchishnyy V.I., Vorob'yev I.YU. Neutralization of nitrogen oxides in diesel exhaust gases. *Dvigatolestroyeniye*. 2005. No 2, pp. 35–42 (in Russ.).
  7. Kul'chevskiy A.R. *Issledovaniye protsessov obrazovaniya i razrabotki metodov snizheniya vybrosov vrednykh veshchestv s OG dizeley vnedorozhnykh mashin. Dissertatsiya na soiskaniye uchenoy stepeni doktora tekhnicheskikh nauk* [Investigation of the processes of formation and development of methods for reducing emissions of harmful substances with exhaust gases of diesel engines of off-road vehicles: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Vladimir. 2006. 337 p.
  8. Grushko YA.M. *Vrednyye neorganicheskiye soyedineniya v promyshlennykh vybrosakh v atmosferu* [Harmful inorganic compounds in industrial air emissions]. Leningrad. «KhimiYA» Publ.. 1987. 79 p.
  9. W. Busch, D. Bohn, H. Burgartz, K. Hoffmann, D. Smith. *Umen'sheniye soderzhaniya vrednykh veshchestv*. MSI Motor Service International GmbH. Germany.
  10. Kalugin V.V., Kalinchak V.V., Chernenko A.S. High-temperature oxidation of ammonia on a platinum catalyst with the parallel formation of nitrogen-containing products. 2015 g. *KINETIKA I KATALIZ*. Odesskiy natsional'nyy universitet im. I.I. Mechnikova. 2015. Vol. 56, No 3, pp. 333–341 (in Russ.).
  11. Olishov A.V. *Okisleniye ammiaka na platinoidnykh katalizatorakh. Avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchenoy stepeni k.t.n.* [Oxidation of ammonia on platinum catalysts: Abstract to Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow. 1990. 20 p.
  12. *Sposob ochistki dymovykh gazov ot oksidov azota* [Method for cleaning flue gases from nitrogen oxides]. Patent RU 2314861. Vladelet'sy patenta: Kulish O.N. Rossiyskiy Gosudarstvennyy Universitet nefiti i gaza im. I.M. Gubkina. <http://www.findpatent.ru/patent/231/2314861.html>
  13. *Sposob upravleniya vpryskom mocheviny v sistemu obrabotki oksidov azota s selektivnym kataliticheskim vosstanovleniyem* [Method for controlling the injection of urea into the system for treating nitrogen oxides with selective catalytic reduction]. <http://www.findpatent.ru/patent/247/2477374>.

## THE ISSUE OF IMPROVING THE EFFICIENCY OF NITROGEN OXIDE NEUTRALIZATION SYSTEMS IN DIESEL INTERNAL COMBUSTION ENGINES

PhD in Engineering **A.V. Shabanov**<sup>1</sup>, **D.V. Kondratiev**<sup>1</sup>, **V.K. Vanin**<sup>1</sup>, PhD in Engineering **A.Yu. Dunin**<sup>2</sup>

<sup>1</sup>State Research Center of the Russian Federation NAMI

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

Saaha-1955@mail.ru

*The most effective method of reducing nitrogen oxides in diesel exhaust gas is selective purification by the SCR-NH<sub>3</sub> method. The method uses ammonia released during thermolysis and hydrolysis of a urea solution when it is injected through a nozzle into a neutralizer. This method has a relatively low efficiency of cleaning the exhaust gas from nitrogen oxides. The main factor hindering the achievement of high efficiency of the NOx neutralization system is the insufficiently high temperature during the implementation of this process.*

*The article analyzes various ways to increase the efficiency of the neutralization process and proposes a new method for neutralizing NOx by using urea injection into the cylinders of the internal combustion engine at the expansion stroke in a diesel internal combustion engine. Efficiency can be achieved due to a higher exhaust gas temperature in the cylinder of the internal combustion engine and an increase in the time of the process of thermolysis and hydrolysis of urea.*

*The kinetics of the decomposition of nitrogen oxides, the process of NH<sub>3</sub> oxidation, and the calculation of temperature conditions in the cylinder of a diesel internal combustion engine at the exhaust cycle are considered. The experience of neutralization of NOx contained in the flue gases of thermal power plants, where NOx purification takes place at high temperatures without the use of a catalyst, is analyzed.*

*It is shown that the modernization of the SCR-NH<sub>3</sub> process, due to the injection of urea at the exhaust stroke in a diesel internal combustion engine, will simplify the existing method of NOx neutralization and at the same time obtain additional advantages for a modern high-speed engine.*

**Keywords:** diesel exhaust gases, NOx emissions, efficiency of the SCR-NH<sub>3</sub> method, urea injection.

**Cite as:** Shabanov A.V., Kondratiev D.V., Vanin V.K., Dunin A.Yu. The issue of improving the efficiency of nitrogen oxide neutralization systems in diesel internal combustion engines. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 101–112 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-101-112.