

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ КАСАТЕЛЬНОЙ СИЛЫ ТЯГИ НА ВЕДУЩИХ КОЛЕСАХ ДЛЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Э.Р. Музафаров^{1,2}, melr.wrk@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0004-5412-2828>
Н.М. Филькин², fnm@istu.ru

¹ ООО «ЮНИАТ», Ижевск, Россия

² Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Аннотация. В статье рассмотрены аспекты определения предельной силы тяги на ведущих колёсах наземных транспортно-технологических машин (НТТМ) с колёсной формулой 4×2. Для этого были выявлены критерии, ограничивающие максимальное значение силы тяги на ведущих колесах, которое можно реализовать на машинах такого типа. Эти критерии определяются крутящим моментом, создаваемым двигателем и преобразуемым трансмиссией, и укрупнённо относятся к следующим группам: связанные с началом буксования ведущих колёс, определяющие опрокидывание НТТМ и предельные моменты для разрушения элементов трансмиссии. В статье представлены математические зависимости, разработанные для определения предельных значений силы тяги на колесах НТТМ. Авторами разработана модель, которая позволяет проводить численные эксперименты для определения оптимальных параметров двигателя и трансмиссии, что, в свою очередь, позволяет определить и предельную силу тяги, с которой можно оперировать при дальнейшей разработке проекта. Эти зависимости позволяют учесть в уравнении тягового баланса воздействие различных факторов, которые оказывают влияние на реализацию крутящего момента, таких как масса машины, включая распределение массы по осям и относительное положение центра масс, коэффициент трения, угол наклона дороги и другие параметры взаимодействия с опорной поверхностью, а также характеристики трансмиссии, ограничивающие тяговые возможности машины. После преобразования полученных математических выражений авторами статьи описана зависимость, определяющая предельно допустимый момент вращения на коленчатом валу двигателя. Это позволяет учитывать характеристики двигателя при определении предельной силы тяги и обеспечивает возможность выбора мощностных показателей двигателя для конкретной транспортно-технологической машины и передаточных чисел трансмиссии.

Ключевые слова: силовой баланс машины, сила тяги на ведущих колесах, предельное значение силы тяги, буксование ведущих колёс, разрушение агрегатов трансмиссии

Благодарности. Работа выполнена при поддержке фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере при выполнении работ по теме: «Разработка системы модульных решений унифицированной машины технологического электротранспорта».

Для цитирования: Музафаров Э.Р., Филькин Н.М. Математическое обоснование предельного значения касательной силы тяги на ведущих колесах для транспортно-технологических машин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2023. Т. 23, № 4. С. 32–40. DOI: 10.14529/engin230403

MATHEMATICAL SUBSTANTIATION OF THE LIMIT VALUE OF TAGENTIAL TRACTION FORCE ON DRIVING WHEELS FOR TRANSPORT-TECHNOLOGICAL MACHINES

E.R. Muzafarov^{1,2}, melr.wrk@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0004-5412-2828>

N.M. Filkin², fnm@istu.ru

¹ Research organization "UNIAT" LLC, Izhevsk, Russia

² Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia

Abstract. The paper deals with the aspects of determining the ultimate traction force on the driving wheels of land transport and technological machines (LTTM) with 4×2 wheel arrangement. The purpose of the study was to identify the criteria that limit the maximum value of traction force on the driving wheels that can be realized on machines of this type. These criteria are determined by the torque generated by the engine and transformed by the transmission, and are grouped into the following groups: those related to the onset of slipping of the driving wheels and those determining the overturning of the NTTM and the limiting moments for the destruction of the transmission elements. The article presents mathematical dependencies developed to determine the limit values of traction force on the wheels of NTTM. The authors have developed a model that allows conducting numerical experiments to determine the optimal parameters of the engine and transmission. This allows determining the limit thrust force which can be operated with in the further development of the project. These dependencies allow taking into account the influence of various factors in the traction balance equation. The factors affecting the realization of torque are the mass of the machine, including the distribution of mass on the axles and the relative position of the center of mass, the friction coefficient, the angle of inclination of the road and other parameters of interaction with the supporting surface, as well as the characteristics of the transmission that limit the traction capabilities of the machine. After transforming the obtained mathematical expressions, the authors describe the dependence that determines the maximum allowable torque on the crankshaft of the engine. It allows taking into account the engine characteristics when determining the limiting force of traction and provides the possibility of choosing the engine power characteristics for a particular transport-technological machine and transmission ratios.

Keywords: power balance of the machine, traction force on driving wheels, limit value of traction force, slipping of driving wheels, destruction of transmission units

Acknowledgments. The work was carried out with the support of the Fund for assistance to the development of small forms of enterprises in the scientific and technical field when performing work on the topic: "Development of a system of modular solutions for a unified machine of technological electric transport".

For citation: Muzafarov E.R., Filkin N.M. Mathematical substantiation of the limit value of tagential traction force on driving wheels for transport-technological machines. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023;23(4):32–40. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin230403

Введение

Целью данной работы является формирование математического аппарата для дальнейшего совершенствования математического моделирования движения колёсной транспортной машины с колёсной формулой типа 4×2 с заднеприводной компоновкой. В статье рассмотрены факторы, влияющие на предельное значение тяговой силы на ведущих колёсах транспортной машины [1].

В качестве объекта исследования была выбрана унифицированная машина технологического электротранспорта, разработанная Ижевским государственным техническим университетом имени М.Т. Калашникова для Сарапульского электрогенераторного завода (СЭГЗ) [1, 2] в соответствии с постановлением Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских образовательных организаций высшего образования, государственных научных учреждений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».

Наземные транспортно-технологические машины при перемещении кроме перевозки грузов россыпью, навалом и т. п. могут выполнять различные технологические операции, например, различные виды работ (используются стандартные навесные устройства для различного передне- и задненавесного оборудования) при уборке снега, мелкого мусора, грязи и пыли [1–3], что требует анализа возможного максимального момента двигателя, подводимого к ведущим колесам и влияющего на эксплуатационные показатели, включая активную безопасность эксплуатации НТТМ.

Формирование математического аппарата

Математическим уравнением, которое определяет мгновенную возможность гарантированного движения, является уравнение силового баланса [3–5]. В общем виде уравнение силового баланса НТТМ можно представить в виде:

$$F_K = \Sigma F_C, \quad (1)$$

где F_K – сила тяги на ведущих колесах, Н; ΣF_C – сумма сил сопротивления движению, Н, которая может быть представлена формулой [3]:

$$\Sigma F_C = F_f + F_w + F_A + F_j,$$

где F_f – сила сопротивления качению автомобиля, Н; F_w – сила сопротивления воздуха, Н; F_A – сила сопротивления подъёму, Н; F_j – сила инерции, Н.

Дальнейшее усложнение не требуется, так как в данной статье силы сопротивления рассматриваются только как результирующий фактор, ΣF_C . При этом из уравнения (1) следует, что при $F_K > \Sigma F_C$ появится ускорение \ddot{x} , равное, по второму закону Ньютона, $\ddot{x} = \frac{F_K - \Sigma F_C}{m}$, где m – масса автомобиля.

Однако избыток силы тяги может вызвать отрицательный результат, например: пробуксовку колёс, продольное опрокидывание, выход из строя агрегатов трансмиссии из-за чрезмерной нагрузки [5–8].

Первые два фактора могут не позволить машине тронуться с места, как, например, при старте под углом на скользкой поверхности или при смещении центра тяжести к задней оси у переднеприводного транспортного средства. Также могут возникать ударные нагрузки в трансмиссии, которые приводят к увеличению вероятности выхода из строя агрегатов трансмиссии из-за чрезмерной нагрузки [7].

Поэтому при проектировании НТТМ необходимо найти баланс между избыточной и недостаточной силами тяги на ведущих колесах. Рассмотрим НТТМ с колесной формулой типа 4×2.

Пробуксовка колёс – это наиболее часто встречающееся последствие избыточной силы тяги. Сила тяги при буксовании ведущих колёс НТТМ

$$F_{tB} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot \lambda_K \cdot \varphi,$$

где m – масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; φ – коэффициент сцепления колёс с опорным покрытием, зависящий от типа и состояния покрытия, α – угол подъёма, град; λ_K – коэффициент нагрузки колёс ведущей оси для НТТМ типа 4×2 в момент трогания, который определяется по уравнению [8]:

$$\lambda_K = \frac{G_D \pm F_A}{G},$$

где G_D – масса, приходящаяся на ведущую ось колёс базовой НТТМ без навесного оборудования, Н; F_A – сила, действующая на ось от навесного оборудования, Н; G – масса НТТМ, Н.

Для ведущего моста с межколесным дифференциалом необходимо учитывать, что буксование будет возникать на колесе с минимальным сцеплением, следовательно, уравнение примет вид:

$$F_{tB} = \min(m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot \lambda_{Ki} \cdot \varphi_i),$$

где i – номер колеса ведущей оси (от 1 до 2); λ_{Ki} – коэффициент нагрузки колеса ведущей оси.

Продольное опрокидывание практически не встречается сегодня на современных стандартных НТТМ. Но может возникнуть на грузовом и технологическом транспорте при нарушении условий эксплуатации, таких как превышение установленного веса транспортировки или погрузки. Кроме того, может даже привести к потере управления, в случае если вывешенная ось является управляемой, или даже к опрокидыванию при возникновении достаточного момента для смещения центра тяжести машины за ось [9].

Несмотря на то, что данная проблема почти не встречается на современных легковых серийных автомобилях, она крайне актуальна для технологического транспорта, в частности такого, который используется с навесным оборудованием.

В этом случае сила сопротивления опрокидыванию на ведущих колесах определяется по формуле

$$F_{tF} = \frac{M_{CO}}{r_K},$$

где r_K – динамический радиус колеса, м; M_{CO} – суммарный вращающий момент сопротивления опрокидыванию, который можно определить по формуле, Нм:

$$M_{CO} = \int_{h_0}^{h_1} \vec{r} \cdot \frac{m \cdot g \cdot \cos(\alpha)}{dh} dh + \int_{h_{-1}}^{h_0} \vec{r} \cdot \frac{m \cdot g \cdot \cos(\alpha)}{dh} dh,$$

где для заднеприводной компоновки автомобиля: h_0 – продольная координата центра задней оси, м; h_1 – расстояние от h_0 до крайней точки транспортной машины по направлению действия силы тяги, м; h_{-1} – расстояние от h_0 до крайней точки транспортной машины против направления действия силы тяги, м; \vec{r} – радиус-вектор, направленный по направлению приложения касательной силы тяги.

Альтернативным, более простым для анализа выражением может быть суммирующая функция. Зная массово-габаритные характеристики агрегатов исследуемой НТТМ, можно рассчитать момент сопротивления из упрощенного уравнения как сумму моментов, создаваемых результирующим воздействием масс агрегатов по центрам их тяжести [10].

В этом случае формула для определения суммарного вращающего момента сопротивления опрокидывания:

$$M_{CO} = \sum_{i_0}^{i_n} [\vec{r}_i \cdot m_i \cdot g \cdot \cos(\alpha)] - \sum_{i_{-n}}^{i_0} [\vec{r}_i \cdot m_i \cdot g \cdot \cos(\alpha)],$$

где i_0 – номер агрегата, центр масс которого расположен вертикально над осью; i_n, i_{-n} – номера агрегатов, центр масс которых находится за пределами оси; m_i – масса i -го агрегата, кг; \vec{r}_i – радиус-вектор i -го агрегата, который находится из уравнения

$$\vec{r}_i = h_0 - h_{Ci},$$

где h_{Ci} – продольная координата центра тяжести агрегата.

На рисунке представлена поясняющая схема.

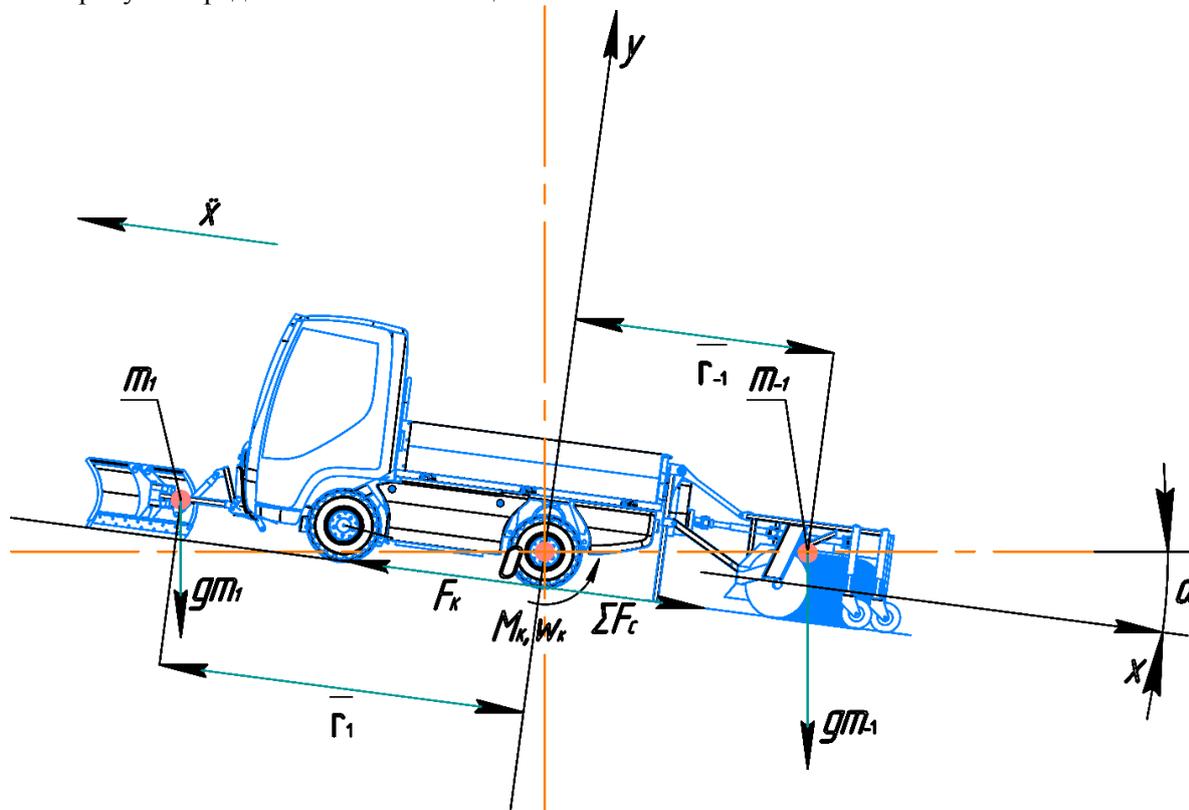


Схема приложения сил, возникающих при использовании навесного оборудования для расчёта опрокидывающего момента

Schematic of the forces arising from the use of attachments to calculate the tipping moment

На рисунке: $m_{1,-1}$ – эквивалент массы навесного оборудования в точке центра тяжести переднего плуга и задней щётки соответственно, кг; $gm_{1,-1}$ – результирующая сила, Н; $\vec{r}_{1,-1}$ – радиус-вектор, м; α – угол подъёма, град; O – координата центра вращения ведущей оси; x, y – относительные оси координат транспортного средства, M_K – момент вращения на колесе, Нм; w_K – направление вращения колеса; \ddot{x} – ускорение транспортного средства, м/с²; F_K – сила тяги на колесе, Н; F_K – сила сопротивления движению, Н.

Разрушение элементов трансмиссии чаще всего происходит при нарушении требований эксплуатации, поскольку при проектировании закладывается нагрузочный режим с избыточной нагрузкой. Расчёты на предельную прочность трансмиссии проводят по трём режимам, а именно: по максимальному моменту двигателя, по максимальным динамическим нагрузкам и по максимальному сцеплению ведущих колёс с дорогой [10–12].

Тогда для условия реализации максимального момента трансмиссией без повреждений сила тяги на ведущих колесах, приводящая к выводу из строя трансмиссии, равна [13]:

$$F_{tM} = \frac{\min([M_{pi}])}{r_K},$$

где $[M_{pi}]$ – предельный допустимый момент i -го элемента трансмиссии, Н·м.

Приведение к единой функции определения касательной силы тяги

Суммируя вышесказанное, можно сделать заключение, что при расчётах величина F_K ограничена следующей системой неравенств:

$$\begin{cases} F_K > \Sigma F_C; \\ F_K < F_{tB}; \\ F_K < F_{tF}; \\ F_K < F_{tM}. \end{cases}$$

Данная система при раскрытии рассматриваемых ограничений для максимальной касательной силы тяги выглядит следующим образом:

$$F_K < \min \left\{ \begin{array}{l} m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot \lambda_{Ki} \cdot \varphi_i; \\ \frac{(\sum_{i_0}^{i_n} [\vec{r}_i \cdot m_i \cdot g \cdot \cos(\alpha)] - \sum_{i_0}^{i_n} [\vec{r}_i \cdot m_i \cdot g \cdot \cos(\alpha)])}{r_K}; \\ \frac{\min([M_{pi}])}{r_K}. \end{array} \right.$$

Тогда предельно допустимая величина касательной тяги $[F_K]$ будет равна

$$[F_K] = \min(F_{tB}, F_{tF}, F_{tM}).$$

Следовательно, при нахождении минимума данной функции будет определено предельное тяговое усилие на ведущих колесах, которое может быть реализовано на проектируемой НТТМ. Отметим, что при таких расчётах необходимо принимать коэффициенты сцепления шин с поверхностью дорожного покрытия φ как наиболее высокие [14].

Для практического применения расчёты более удобно производить от двигателя, причём, как правило, наиболее удобным является расчёт, исходя из создаваемого двигателем момента вращения [15–18].

Тогда с учётом передаточных чисел и КПД трансмиссии можно получить следующую зависимость предельно допустимого момента вращения двигателя [9] $[M_E]$:

$$[M_E] = [F_E] \cdot r_E = \frac{[F_K] \cdot r_K}{\Sigma \eta \cdot \Sigma u},$$

где $[F_E]$ – предельно допустимая тангенциальная сила на валу двигателя, Н; r_E – радиус вала двигателя, м; $\Sigma \eta$ – суммарный КПД от вала двигателя до колеса; Σu – суммарное передаточное число от колёчатого вала двигателя до колеса.

Следовательно, предельно допустимый момент вращения двигателя равен

$$[M_E] = r_K \cdot \frac{\min \left\{ \frac{m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot \lambda_{Ki} \cdot \varphi_i}{\left(\sum_{i_0}^{i_n} [\vec{r}_i \cdot m_i \cdot g \cdot \cos(\alpha)] - \sum_{i_{-n}}^{i_0} [\vec{r}_i \cdot m_i \cdot g \cdot \cos(\alpha)] \right)}, \frac{r_K}{\min([M_{pi}])} \right\}}{r_K \cdot \Sigma \eta \cdot \Sigma u}$$

Обсуждение

Выполненные исследования позволили построить формулу для расчета предельного значения касательной силы тяги на колёсах и формулу для определения предельно допустимого момента вращения двигателя на коленчатом валу двигателя, которые можно реализовать без буксования ведущих колес, опрокидывания и разрушения элементов трансмиссии, проектируемой НТТМ. Подобные работы актуальны и проводятся в странах с активно развивающейся автомобильной отраслью, а результаты таких работ публикуются в источниках высокого уровня [19–29].

Список литературы

1. Музафаров Э.Р., Филькин Н.М. Обоснование выбора компоновочной схемы привода унифицированной машины технологического электротранспорта // Автомобилестроение: проектирование, конструирование, расчет и технологии ремонта и производства: материалы IV Всероссийской научно-практической конференции, Ижевск, 24 апреля 2020 года. Ижевск: Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, 2020. С. 74–80.
2. Музафаров Э.Р. Методы оптимизации в проектировании машин // Вестник Концерна ВКО «Алмаз Антей». 2021. № 4(39). С. 57–66. DOI: 10.38013/2542-0542-2021-4-57-6
3. Умняшкин В.А., Филькин Н.М., Музафаров Р.С., Хамидуллин Р.П. Выбор мощности тягового электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и параметров накопителей гибридных силовых установок автомобилей: учеб. пособие. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. 137 с.
4. Шилин А.С. Электронные системы транспортных средств // Современные тенденции развития аграрной науки: сборник научных трудов международной научно-практической конференции, Брянск, 01–02 декабря 2022 года. Часть 2. Брянск: Брянский государственный аграрный университет, 2022. С. 721–729.
5. Zhileykin M., Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC. 2019. 2020. P. 012008. URL: <https://iopscience.iop.org/article.pdf>.
6. Беляев А.Н., Тришина Т.В., Афоничев Д.Н. Анализ боковых реакций почвы на колесах трактора при повороте // Resources and Technology. 2022. Т. 19, № 3. С. 44–56.
7. Скрынников А.В., Шихин А.В., Попов А.А., Сидоров В.Н. Моделирование взаимодействия шины колеса с опорным основанием опорно-ходового модуля // Инженерный вестник Дона. 2022. № 6(90). С. 88–97.
8. Задворнов В.Ю., Кочетков А.В., Янковский Л.В., Чудинов В.А. Натурный эксперимент по определению качественной картины процесса буксования колеса автомобиля // Химия. Экология. Урбанистика. 2019. Т. 2. С. 84–90.
9. Беляев А.Н., Тришина Т.В., Новиков А.Е., и др. Исследование движения колесной машины по криволинейной траектории // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2021. Т. 14, № 4(71). С. 21–29.
10. Малиновский М.П. Определение центра тяжести автотранспортного средства с использованием массово-габаритных характеристик его агрегатов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2020. № 4(26). С. 33–52.
11. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. Москва: Агробизнесцентр, 2007. 333 с.
12. Бояршинов М.Г., Задворнов В.Ю., Кочетков А.В., Янковский Л.В. Анализ риска буксования при проезде эксплуатируемого участка проезжей части в снежном накате // Грузовик. 2022. № 7. С. 25–30.

13. Shukhman S.B., Vantsevich V.V. Wheel-vehicle-step obstacle interaction // *Advanced Autonomous Vehicle Design for Severe Environments*, 2015. P. 116–133.
14. Круташов, А.В. Новый метод расчёта динамики разгона автомобиля // *Автомобильная промышленность*. 2022. № 3. С. 4–9.
15. Фатеев А.В., Виноградов В.С. О рациональном распределении касательных сил тяги между движителями тягача и прицепа // *Задачи и возможности международного трансфера инновационных технологий: Сборник статей Международной научно-практической конференции, Магнитогорск, 02 марта 2023 года*. Уфа: ООО «ОМЕГА САЙНС», 2023. С. 20–23.
16. Дмитриева Т.Д., Котков А.С., Васильев А.А., и др Исследование взаимодействия колеса с опорным основанием // *Инженерный вестник Дона*. 2023. № 1(97). С. 214–222.
17. Павлов В.В., Кувшинов В.В. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин: учеб. для вузов. Чебоксары: ООО «Чебоксарская типография № 1», 2011. 424 с.
18. Efimov A.V. Mathematical Model for Assessing Selection of the Interaxle Drive Type // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2018. Vol. 47, No. 1. P. 89–95. DOI: 10.3103/S1052618817060073.
19. Hu J., Weng L. L., Qin X. Z. [et al.] Mileage Prediction of Electric Vehicle Based on Multi Model Fusion // *Jiaotong Yunshu Xitong Gongcheng Yu Xinxi*. 2020. Vol. 20, No. 5. P. 100–106. DOI: 10.16097/j.cnki.1009-6744.2020.05.015.
20. Wang J., Gao S., Wang K. [et al.] Wheel torque distribution optimization of four-wheel independent-drive electric vehicle for energy efficient driving // *Control Engineering Practice*. 2021. Vol. 110. P. 104779. DOI: 10.1016/j.conengprac.2021.104779.
21. Zhou Z., Chen Z., Zhai W. [et al.] Dynamic performance of locomotive electric drive system under excitation from gear transmission and wheel-rail interaction // *Vehicle System Dynamics*. 2021. DOI: 10.1080/00423114.2021.1876887.
22. Liu D., Huang S., Wu S., Fu X., Direct Yaw-Moment Control of Electric Vehicle With in-Wheel Motor Drive System // *International Journal of Automotive Technology*. 2020. Vol. 21, No. 4. P. 1013–1028. DOI: 10.1007/s12239-020-0096-6.
23. Jung H., Pyun B., Choi S. Model Predictive Control of an All-Wheel Drive Vehicle Considering Input and State Constraints // *International Journal of Automotive Technology*. 2020. Vol. 21, No. 2. P. 493–502. DOI: 10.1007/s12239-020-0046-3.
24. Khan M. A., Aftab M.F., Ahmed E., Youn I. Robust Differential Steering Control System for an Independent Four Wheel Drive Electric Vehicle // *International Journal of Automotive Technology*. 2019. Vol. 20, No. 1. P. 87–97. DOI: 10.1007/s12239-019-0008-9.
25. Wong A., Kasinathan D., Khajepour A., Chen S. K., Litkouhi B. Integrated torque vectoring and power management framework for electric vehicles// *Control Engineering Practice*, 2016, vol. 48, pp 22–36.
26. Abishev K., Assylova K., Kassenov A., & Baltabekova A. (2023). Determination of the value of tangential force for the half-track traction vehicle with rubber tracks // *Journal of Applied Engineering Science*. 2023. Vol. 21(2). P. 411–417.
27. Nussupbek Z.T., Bekenov T.N., Sattinova Z.K., Beisenbi M.A., Tassybekov Z.T. Substantiation of methods for calculation of traction forces redistribution indicators on modular front and rear wheels of the vehicle (4X4) // *Transportation Engineering*. 2023. Vol. 13, number 100193.
28. Ghodrati M., Ahmadian M., Mirzaeifa R. Studying the Effect of Tangential Forces on Rolling Contact Fatigue in Rails Considering Microstructure // *ASME/IEEE Joint Rail Conference*. 2019. Vol. 58523. P. V001T10A003
29. Janulevicius A., Pupinis G., Juostas A. Mathematical description of tractor slippage with variable tire inflation pressure // *Engineering for rural development: 17th international scientific conference proceedings*. 2018. Vol. 17. P. 405–411.

References

1. Muzafarov E.R., Filkin N.M [Substantiation of the choice of the package drive circuit of the unified machine of technological electric transport Automotive-building. design, construction, calculation and technology of repair and manufacturing]. *Automotive industry: design, construction, calculation and repair and production technologies: materials of the IV All-Russian scientific and practical conference*. Izhevsk, 2020, pp. 74–80 (In Russ.)

2. Muzafarov E.R. [Methods of optimisation in machine design]. *Bulletin of the Almaz Antey East Kazakhstan Concern*, 2021, no. 4, pp. 57–66. (In Russ.) DOI: 10.38013/2542-0542-2021-4-57-6
3. Umnyashkin V.A., Filkin N.M., Muzafarov R.S., Hamidullin R.P. *Vybor moshhnosti tjagovogo jelektrodivigatelja, dvigatelja vnutrennego sgoranija i parametrov nakopitelej gibridnyh silovyh ustanovok avtomobilej* [Choice of potency of traction electric motor, internal combustion engine and parameters of hybrid powertrains]. Izhevsk, 2006. 137 p.
4. Shilin A.S. [Electronic systems of vehicles Modern trends in the development of agrarian science]. *Modern trends in the development of agricultural science: Collection of scientific papers of the international scientific and practical conference*. Part 2. Bryansk, 2022. pp. 721–729 (In Russ.)
5. Zhileykin M., Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles. *IOP Conference Series. Materials Science and Engineering. Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC*, 2019. 2020, p. 012008. URL: <https://iopscience.iop.org/article.pdf>.
6. Belyaev A.N., Trichina T.V., Afonichev D.N. [Analysis of lateral reactions of the soil on the tractor wheels when turning]. *Resources and Technology*, 2022, vol. 19, no. 3, pp. 44–56. (In Russ.)
7. Skrynnikov A.V., Shikhin A.V., Popov A.A., Sidorov V.N. [Simulation of the interaction of the wheel tire with the support base of the driving module]. *Engineering Bulletin of the Don*, 2022, no. 6(90), pp. 88–97. (In Russ.)
8. Zadvornov V.Y., Kochetkov A.V., Yankovsky L.V., Chudinov V.A. [Full-scale experiment to determine the qualitative picture of the process of the car wheel]. *Chemistry. Ecology. Urbanism*, 2019, vol. 2, pp. 84–90. (In Russ.)
9. Belyaev A.N., Trichina T.V., Novikov A.E., etc. [Study of the movement of the wheel-machine on the curvilinear trajectory]. *Bulletin of the Voronezh State Agricultural University*, 2021, vol. 14, no. 4(71), pp. 21–29. (In Russ.)
10. Malinovsky M.P. [Determination of the centre of gravity of a motor vehicle using the mass-dimensional characteristics of its aggregates]. *Automobile. Road. Infrastructure*, 2020. no. 4(26), pp. 33–52. (In Russ.)
11. Shuhman S.B., Solovyev V.I., Prochko E.I. *Teoriya silovogo privoda koles avtomobilej vysokoj prohodimosti* [Theory of power drive wheels avtomobile high cross-country]. Moscow, 2007. 333 p.
12. Boyarshinov M.G., Zadvornov V.Y., Kochetkov A.V., Yankovsky L.V. [Analysis of the risk of traction during the passage of the used stretch of the carriageway in the snow]. *Truck*, 2022, vol. 7, pp. 25–30. (In Russ.)
13. Shukhman S.B., Vantsevich V.V. Wheel-vehicle-step obstacle interaction Advanced Autonomous. *Vehicle Design for Severe Environments*, 2015, pp. 116–133.
14. Krutashov A.V. [New method of calculation of acceleration dynamics of the car]. *Automotive industry*, 2022, no. 3, pp. 4–9. (In Russ.)
15. Fateev A.V., Vinogradov V.S. [On the rational distribution of tangent forces of traction between tractor and trailer Tasks and opportunities of international transfer of innovative technologies]. *Challenges and opportunities for the international transfer of innovative technologies: Collection of articles of the International Scientific and Practical Conference*. Ufa, 2023, pp. 20–23. (In Russ.)
16. Dmitrieva T.T., Kotkov A.S., Vasiliev A.A., and others [Study of wheel interaction with the support base]. *Engineering Bulletin of the Don*, 2023, no. 1(97), pp. 214–222. (In Russ.)
17. Pavlov V.V., Kushvinov V.V. *Teoriya dvizhenija mnogocelevyh gusenichnyh i kolesnyh mashin* [Theory of movement of multi-purpose tracked and coforest machines]. Cheboksary, 2011. 424 p.
18. Efimov A.V. Mathematical Model for Assessing Selection of the Interaxle Drive Type. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2018, vol. 47, no. 1, pp. 89–95. DOI: 10.3103/S1052618817060073
19. Hu J., Weng L.L., Qin X.Z. [et al.] Mileage Prediction of Electric Vehicle Based on Multi Model Fusion. *Journal of Transportation Systems Engineering and Information Technology*, 2020, vol. 20, no. 5, pp. 100–106. DOI: 10.16097/j.cnki.1009-6744.2020.05.015. EDN: BFFDBX.
20. Wang J., Gao S., Wang K. [et al.] Wheel torque distribution optimization of four-wheel independent-drive electric vehicle for energy efficient driving. *Control Engineering Practice*, 2021, vol. 110, pp. 104779. DOI: 10.1016/j.conengprac.2021.104779.

21. Zhou Z., Chen Z., Zhai W. [et al.] Dynamic performance of locomotive electric drive system under excitation from gear transmission and wheel-rail interaction Vehicle. *System Dynamics*, 2021. DOI: 10.1080/00423114.2021.1876887.

22. Liu D., Huang S., Wu S., Fu X., Direct Yaw-Moment Control of Electric Vehicle With in-Wheel Motor Drive System. *International Journal of Automotive Technology*, 2020, vol. 21, no. 4, pp. 1013–1028. DOI: 10.1007/s12239-020-0096-6.

23. Jung H. Model Predictive Control of an All-Wheel Drive Vehicle Considering Input and State Constraints. *International Journal of Automotive Technology*, 2020, vol. 21, no. 2, pp. 493–502. DOI: 10.1007/s12239-020-0046-3.

24. Khan M.A., Aftab M.F., Ahmed E., Youn I. Robust Differential Steering Control System for an Independent Four Wheel Drive Electric Vehicle. *International Journal of Automotive Technology*, 2019, vol. 20, no. 1, pp. 87–97. DOI: 10.1007/s12239-019-0008-9.

25. Wong A., Kasinathan D., Khajepour A., Chen S. K., Litkouhi B. Integrated torque vectoring and power management framework for electric vehicles. *Control Engineering Practice*, 2016, vol. 48, pp. 22–36.

26. Abishev K., Assylova K., Kassenov A., Baltabekova A. Determination of the value of tangential force for the half-track traction vehicle with rubber tracks. *Journal of Applied Engineering Science*, 2023, vol. 21(2), pp. 411–417.

27. Nussupbek Z.T., Bekenov T.N., Sattinova Z.K., Beisenbi M.A., Tassybekov Z.T. Substantiation of methods for calculation of traction forces redistribution indicators on modular front and rear wheels of the vehicle (4X4). *Transportation Engineering*, 2023, vol. 13, number 100193.

28. Ghodrati M., Ahmadian M., Mirzaeifar R. Studying the Effect of Tangential Forces on Rolling Contact Fatigue in Rails Considering Microstructure. *ASME/IEEE Joint Rail Conference*, 2019, vol. 58523, p. V001T10A003.

29. Janulevicius A., Pupinis G., Juostas A. Mathematical description of tractor slippage with variable tire inflation pressure. *Engineering for rural development: 17th international scientific conference proceedings*, 2018, vol. 17, pp. 405–411.

Информация об авторах

Музафаров Эльдар Раисович, генеральный директор, ООО «ЮНИАТ»; аспирант, старший преподаватель, Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова; Ижевск, Россия; melr.wrk@gmail.com

Филькин Николай Михайлович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили и металлообрабатывающее оборудование», Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова, Ижевск, Россия; fnm@istu.ru

Information about the authors

Eldar R. Muzafarov, postgraduate student, senior lecturer, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia, Research organization “UNIAT” LLC, Izhevsk, Russia; melr.wrk@gmail.com

Nikolay M. Filkin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department “Automobiles and Metalworking Equipment”, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia; fnm@istu.ru

Статья поступила в редакцию 09.08.2023; принята к публикации 12.10.2023.

The article was submitted 09.08.2023; accepted for publication 12.10.2023.