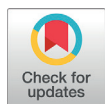


**ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ /
TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT**<https://doi.org/10.15507/2658-4123.26362.238-261>EDN: <https://elibrary.ru/irzvuu>

УДК / UDK 631.316.4

*Оригинальная статья / Original article***Методика определения характеристик
траекторного движения пропашного
машинно-тракторного агрегата****В. А. Кравченко¹, Л. В. Кравченко¹✉,
Н. В. Сергеев², В. В. Журба¹**¹ *Донской государственный технический университет,
г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация,
<https://ror.org/00x5je630>*² *Донской государственный аграрный университет,
г. Зерноград, Российская Федерация, <https://ror.org/02ephqy68>*✉ lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru**Аннотация**

Введение. Успешное выполнение задач по обеспечению продовольственной безопасности страны, стоящих перед работниками агропромышленного комплекса Российской Федерации, и интегрирование сельскохозяйственной продукции в мировой рынок неразрывно связано с проблемой повышения эффективности функционирования сельскохозяйственных агрегатов на базе колесных пропашных тракторов. При выполнении технологических операций пропашной агрегат перемещается с боковым уведом колес трактора, что отрицательно сказывается на его тягово-энергетических показателях и качестве выполнения работ за счет недопустимого по агротехническим требованиям отклонения в боковом направлении рабочих органов. Повышение функциональных показателей агрегата при культивации междурядий пропашных культур можно обеспечить установкой на колеса трактора шин, обладающих рациональной величиной коэффициентов сопротивления боковому уводу.

Цель исследования. Снижение эксплуатационных и энергетических затрат, а также повышение качества технологической операции при траекторном движении сельскохозяйственных пропашных агрегатов путем комплектования колес ходовых систем универсально-пропашных тракторов шинами с рациональной боковой жесткостью.

Материалы и методы. Объектами испытаний в полевых условиях являлись серийные шины 9.00R-20 и 15,5R-38, пропашной агрегат, состоящий из трактора Беларус 80.1 и навесного культиватора КРН-5,6. Исследования проводились на базе теоретико-экспериментального метода, основанного на одновременном проведении аналитических расчетов и экспериментальных работ.

Результаты исследования. Определены рациональные величины коэффициентов сопротивления уводу шин трактора Беларус 80.1.

© Кравченко В. А., Кравченко Л. В., Сергеев Н. В., Журба В. В., 2026

Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Обсуждение и заключение. При развиваемом трактором Беларусь 80.1 крюковым усилии около 9 кН и его буксовании 12–15 % необходимо комплектовать его управляемые колеса шинами с боковой жесткостью более 18 кН/рад, а ведущие колеса – шинами с боковой жесткостью не менее 50 кН/рад. Предлагаемую методику можно использовать при комплектовании шинами ходовых систем любых пропашных сельскохозяйственных агрегатов.

Ключевые слова: пропашной агрегат, тракторное движение, пневматическое колесо, шина пневматического колеса, увод шины, коэффициент сопротивления боковому уводу

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Кравченко В.А., Кравченко Л.В., Сергеев Н.В., Журба В.В. Методика определения характеристик тракторного движения пропашного машинно-тракторного агрегата. *Инженерные технологии и системы*. 2026;36(2):238–261. <https://doi.org/10.15507/2658-4123.26362.238-261>

The Methods for Determining the Characteristics of the Trajectory Movement of a Row Machine-Tractor Unit

V. A. Kravchenko^a, L. V. Kravchenko^a ✉,

N. V. Sergeev^b, V. V. Zhurba^a

^a Don State Technical University,

Rostov-on-Don, Russian Federation, <https://ror.org/00x5je630>

^b Don State Agrarian University,

Zernograd, Russian Federation, <https://ror.org/02ephqy68>

✉ lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru

Abstract

Introduction. At present, the workers of the agro-industrial complexes in the Russian Federation are faced with the task of ensuring the country food security and integrating into the global market of agricultural products. The successful implementation of these tasks depends on the solution of increasing the efficiency of agricultural units based on wheeled row tractors. When performing technological operations, the row unit moves with lateral wheel slip that negatively affects its traction and energy indicators and the quality of operating, because of the deviation in the lateral direction of the working bodies of agricultural machines unacceptable according to agrotechnical requirements. Improving the unit functional indicators during the cultivation of row-spacing of row crops can be ensured by installing tires having a rational value of lateral recovery resistance coefficients on the tractor wheels.

Aim of the Study. The study is aimed at reducing operating and energy costs and improving the quality of technological operation during the trajectory movement of agricultural row units through completing the wheels of running systems of universal row tractors with tires of rational lateral stiffness.

Materials and Methods. The objects of field testing were standard tires 9.00R-20 and 15,5R-38, a row unit consisting of a tractor Belarus 80.1 and an attached cultivator KRN-5,6. The studies were conducted using a theoretical and experimental method based on simultaneous carrying out of analytical calculations and experimental works.

Results. There have been determined rational values of the coefficients of resistance to the tire drift of the tractor Belarus 80.1.

Discussion and Conclusion. When the tractor Belarus 80.1 generates a drawbar pull of about 9 kN and its slipping is 12–15%, it is necessary to equip its dirigible wheels with tires having a lateral rigidity of more than 18 kN/rad, and driving wheels with tires having a lateral rigidity of at least 50 kN/rad. The proposed technique can be used when equipping tires of running systems of any row agricultural units.

Keywords: row unit, trajectory motion, pneumatic wheel, pneumatic wheel tire, tire slip, tire slip resistance coefficient

Conflict of interest: The authors declare that there is no conflict of interest.

For citation: Kravchenko V.A., Kravchenko L.V., Sergeev N.V., Zhurba V.V. The Methods for Determining the Characteristics of the Trajectory Movement of a Row Machine Tractor Unit. *Engineering Technologies and Systems*. 2026;36(2):238–261. <https://doi.org/10.15507/2658-4123.26362.238-261>

ВВЕДЕНИЕ

Важнейшей задачей работников сельского хозяйства Российской Федерации является обеспечение продовольственной безопасности страны на основе эффективного конкурентоспособного агропромышленного производства, а также успешное интегрирование в мировой рынок сельскохозяйственной продукции. Для решения данной проблемы необходимо существенно снизить себестоимость растениеводческой продукции, применяя в агропромышленном комплексе новые технологии и совершенствуя мобильные энергетические средства (МЭС). Этого можно достичь путем повышения качества выполнения технологических операций и уменьшения трудовых и эксплуатационных затрат за счет значительного прироста производительности машинно-тракторных агрегатов (МТА) и сокращения удельного расхода топлива. Данный подход неразрывно связан с решением научной проблемы по разработке методов и технических средств снижения динамичности и энергоемкости сельскохозяйственных МТА.

В мире и России применение в сельском хозяйстве МЭС с колесными ходовыми системами превышает 85 % [1–3]. Современные исследователи предлагают применять различные технические решения, снижая динамичность нагрузки на звенья МТА для повышения его тягово-энергетических и эксплуатационных показателей [4–6]. Например, оснащать силовую передачу пневмогидравлической муфтой сцепления [5; 7; 8], вводить в трансмиссию МЭС дополнительные автоматически подключаемые и отключаемые инерционные массы [9], гидростатические передачи и упругодемпфирующие механизмы [10–12], устанавливать различного рода упругие элементы в привод ведущих осей [13–15], в их сцепные элементы и навесные устройства [16–18]. При этом исследования ограничиваются рассмотрением только прямолинейного движения МТА во время выполнения технологической операции [19–21].

При выполнении различных полевых работ МТА перемещается по обрабатываемому полю в основном криволинейно [19–21] в связи с наличием действующих на пропашной агрегат внешних управляющих и возмущающих факторов [19; 21; 22], обуславливающих перемещение колесного трактора с боковым уводом колес.

К управляющим факторам относится угол поворота управляющих, обычно передних, колес θ универсально-пропашного трактора. Возмущающим фактором в первую очередь является отклоняющий момент M , создаваемый сельскохозяйственной машиной-орудием [21–23].

Проведенные исследования показали, что боковой увод шин ведущих колес трактора отрицательно влияет на его тяговые качества: коэффициенты сопротивления качению и буксованию колес возрастают, а тяговый КПД снижается [19; 24; 25]. В то же время при движении МЭС с боковым уводом у сельскохозяйственных машин в составе агрегата могут возникать отклонения рабочих органов в боковом направлении, недопустимые по агротехническим требованиям при выполнении технологической операции. Особенно важно это учитывать во время обработки междурядий пропашных культур. В процессе ее реализации предусматривается защитная зона, величина которой зависит от точности траекторного движения агрегата. Для достижения удовлетворительного траекторного движения пропашного агрегата требуется увеличение управляющего воздействия оператора, что не всегда положительно влияет на критерий качества выполнения операции по культивации междурядий [21; 26; 27]. Так, возрастают психомоторные затраты тракториста, снижаются эксплуатационные показатели работы пропашного агрегата и качество выполнения технологической операции. Появляется вероятность частичного или полного повреждения выращиваемых пропашных культур, что негативно отражается на их урожайности [26; 28; 29].

Поэтому научные исследования, направленные на увеличение точности движения колесных тракторов в составе МТА по заданной траектории, что способствует увеличению урожая выращиваемых пропашных культур, являются актуальными.

Целью исследования является повышение функциональных показателей универсально-пропашных тракторов в составе сельскохозяйственных агрегатов при траекторном движении путем установки на колеса ходовых систем шин, обладающих рациональной боковой жесткостью.

Увеличение эффективности функционирования сельскохозяйственных пропашных агрегатов может быть обеспечено за счет комплектования их энергетических средств шинами, обладающими рациональной величиной коэффициентов сопротивляемости боковому уводу. В связи с этим необходимо определить рациональные значения коэффициентов сопротивления боковому уводу управляемых и ведущих пневматических колес универсально-пропашного МЭС для сохранения его тягово-сцепных свойств и обеспечения минимально допустимой величины защитной зоны, определяемой агротехническими требованиями для конкретной пропашной культуры. Основу решения поставленной задачи составляют аналитические расчеты на базе уравнений траекторного движения пропашного агрегата.

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

На решение проблемы улучшения показателей траекторного движения машинно-тракторных сельскохозяйственных агрегатов были направлены многие научно-исследовательские работы.

Первые исследования криволинейного движения транспортно-технологических машин возникли с появлением «самобеглой коляски» (автомобиля). Российский ученый, профессор Н. Е. Жуковский¹, впервые заложил основы в развитие теории криволинейного движения двухосной машины с задним ведущим мостом, имеющим колеса с абсолютной боковой жесткостью.

Большой вклад в дальнейшее развитие положений теории траекторного движения автомобиля сделали отечественные и зарубежные ученые: Е. А. Чудаков², Г. В. Зимелев³, А. С. Литвинов⁴, G. Becker⁵, Н. Fromm⁶ и др. Однако установить с определенной точностью силовые зависимости взаимодействия пневматического колеса с деформируемой опорной поверхностью, что имеет большое значение для ходовых систем сельскохозяйственных МТА, на основании их исследований не представляется возможным. Для упрощения математических моделей рассматривался процесс движения автомобиля по жесткой опорной поверхности при постоянных силовых воздействиях без крюковой нагрузки на относительно высоких скоростях.

Были установлены основные закономерности криволинейного движения по заданной траектории транспортно-технологических средств [21; 28; 30]. Исследования осуществлялись на отдельно взятом тракторе при перемещении его по кругу с малыми скоростями [21; 30; 31] или на транспортных агрегатах по твердому основанию [32], не учитывалось влияние бокового увода шин колес ходовой части трактора на точность траекторного движения при воздействии на агрегат внешних воздействий.

Анализ работ, связанных с исследованиями криволинейного движения сельскохозяйственных агрегатов, показывает, что на его параметры оказывает влияние множество факторов, в том числе деформационные характеристики шин, сопротивление качению и буксование ведущих колес МЭС.

При криволинейном перемещении агрегата МЭС неизбежно воспринимает боковые силы, связанные с центробежным ускорением и моментом от неравномерного сопротивления движению рабочих органов по ширине сельскохозяйственной машины [21; 27; 30]. В результате этого наблюдается возникновение бокового увода шин передних и задних колес трактора, от соотношения которых главным образом зависят характеристики траекторного движения агрегата.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Объект исследования

В качестве объектов исследования были взяты серийные шины 9.00R-20 и 15.5R-38, пропашной агрегат, состоящий из трактора Беларус 80.1 и культиватора КРН-5,6, со заблокированной в боковом направлении навеской.

¹ Жуковский Н.Е. К динамике автомобиля. М., Л.: Гостехиздат; 1950. 608 с.

² Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз; 1950. 344 с.

³ Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М.: Машгиз; 1959. 312 с.

⁴ Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение; 1971. 416 с.

⁵ Becker G., Fromm H., Maruhn H. Schwingungen in Automobillenkugeln («Shimmy»). Berlin; 1931. 150 p.

⁶ Fromm H. Brief Report on the History of the Theory of Shimmi. In: NACA. NACA TM 1365; 1954. pp. 181–189.

Материалы и процедура исследования

Определение деформационных характеристик пневматических шин колес трактора Беларус 80.1 осуществлялось с помощью измерительного комплекса «шинный тестер» [33; 34].

Полевые исследования тракторного движения пропашного агрегата проводились по ГОСТ 7057-2001⁷ и ГОСТ 20915-2011⁸ с целью установления характеристик тракторного движения на поле, предназначенного для посева (табл. 1).

Т а б л и ц а 1

Table 1

Показатели почвы на поле, предназначенного для посева
Indicators of the soil in the field for sowing

Показатели / Indicators		Значения показателей / Values of indicators
Неплоскостность поверхности участка, мм / Nonflatness of the site surface of the, mm		18
Уклон участка в габаритных размерах «шинного тестера» и пропашного агрегата, % / The site slope in the outline dimensions of the "tire tester" and the raw unit, %	вдоль поля / along the field	< 3
	поперек поля / across the field	< 4
Тип почвы / Soil type		Предкавказский карбонатный чернозем / Pre-Caucasian carbonate chernozem
Влажность почвы в слоях, % / Soil moisture in layers, %	0–5 см / 0–5 cm	9,85
	5–10 см / 5–10 cm	19,76
	10–15 см / 10–15 cm	22,68
Твердость в слоях почвы, МПа / Hardness in soil layers, МПа	0–5 см / 0–5 cm	0,18
	5–10 см / 5–10 cm	1,19
	10–15 см / 10–15 cm	1,38

Для получения необходимой достоверности зачетный участок выбирался длиной от 400 до 500 м, что способствовало получению значений измеряемых величин с 50–60-ти кратной повторностью.

Для выполнения задачи исследования был принят теоретико-экспериментальный метод, согласно которому предусматривалось совместное проведение аналитических расчетов и экспериментальных работ, опирающихся на математическое моделирование процессов при тракторном движении агрегата и последующие натурные испытания.

Методикой испытаний пропашного агрегата была предусмотрена имитация его движения в междурядьях пропашных культур. При культивации поля, подготовленного под посев, заранее подготовленные междурядья обозначались вешками. Траектория движения, оцениваемая линейными отклонениями в боковом направлении рабочих органов культиватора, переднего и заднего мостов

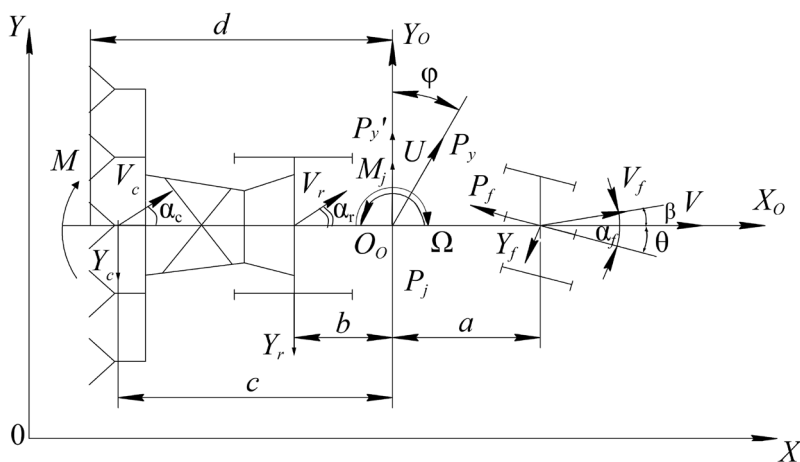
⁷ ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200030186> (дата обращения: 03.07.2025).

⁸ ГОСТ 20915-2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200094197> (дата обращения: 03.07.2025).

трактора и угловыми отклонениями его остова, определялась по меткам на поле от синхронного впрыска дизтоплива тремя бесштифтовыми форсунками. Углы поворота управляемых колес θ и бокового увода задней оси трактора регистрировались потенциометрическими датчиками, а сила тяги на крюке и отклоняющий момент – тензометрическими датчиками в специальной автосцепке.

При криволинейном перемещении МТА на колеса МЭС действуют боковые силы [19; 20; 23], поэтому они двигаются с уводом, что негативно влияет на тягово-сцепные качества движителей базового трактора [19], а также на точность тракторного движения пропашного агрегата, от которой зависит величина необходимой защитной зоны для выращиваемой культуры. Оценкой конструктивного совершенства шины в таком случае могут быть показатели, согласованные со значениями параметров агрегата и характеризующие ее способность противостоять уводу [24; 35]. Этими показателями являются коэффициенты сопротивления боковому уводу шин ведущих и управляемых колес трактора. Их величину необходимо установить исходя из заданного уровня тяговых качеств пропашного трактора и требуемой точности его тракторного движения.

Движение агрегата рассмотрели в малых отклонениях относительно между-рядьев курса. На рисунке 1 представлена принципиальная схема перемещения пропашного агрегата при плоскопараллельном движении в горизонтальной системе координат XOY .



Р и с. 1. Расчетная схема перемещения пропашного агрегата

F i g. 1. Calculation scheme of the row unit movement

Источник: рисунки 1–3 составлены авторами статьи.

Source: figures 1–3 are compiled by the authors of the article.

Здесь и в последующих математических выражениях введены следующие обозначения: X_o , Y_o – абсцисса и координата горизонтальной системы координат плоскопараллельного движения агрегата соответственно; O_o – центр инерции агрегата; U , Ω – боковая и угловая скорости центра инерции агрегата соответственно, c^{-1} ;

V, V_f, V_r, V_c – скорости перемещения агрегата по продольной оси, центра масс переднего управляемого моста, центра масс заднего ведущего моста, центра масс культиватора соответственно, м/с; a, b, c – координаты центра инерции O_o относительно центров масс соответственно переднего и заднего мостов МЭС и культиватора, м; d – координата центра инерции O_o относительно крайней задней точки агрегата, м; M, M_j – отклоняющий момент из-за неравномерного сопротивления рабочих органов культиватора и инерциальный момент агрегата относительно его центра инерции O_o соответственно, Н·м; P_j, P_f, P_y, P'_y – сила боковой инерции центра O_o , сопротивления качению, центробежная сила инерции агрегата и боковая составляющая по оси Y_o O_o центробежной силы инерции агрегата соответственно, Н; Y_f, Y_r, Y_c – боковые реакции почвы на передние и задние колеса МЭС, на рабочие органы культиватора соответственно, Н; θ – угол поворота от нейтрального положения управляемых колес, рад (град.); φ, β – углы отклонения вектора центробежной силы инерции агрегата от ординаты и скорости перемещения переднего управляемого моста соответственно, °; $\alpha_f, \alpha_r, \alpha_c$ – углы увода соответственно передних и задних колес МЭС, рабочих органов культиватора, °.

Скорость перемещения агрегата по оси X приняли постоянной.

Условия равновесия сил и моментов представили в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} P_j + Y_f \cos \theta + Y_r - P_y \cos \varphi - P_f \sin \theta = 0 \\ M_j + bY_r + cY_c - aY_f \cos \theta + P_j a \sin \theta - M = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Если принять процесс бокового увода как безынерционную модель [19; 24; 25], можно записать:

$$Y_f = K_f \alpha_f; \quad Y_r = K_r \alpha_r; \quad Y_c = K_c \alpha_c, \quad (2)$$

где K_f, K_r, K_c – коэффициенты сопротивления боковому уводу соответственно передних, задних колес трактора и рабочих органов культиватора.

Так как углы поворота и бокового увода управляемых колес при перемещении пропашного агрегата по заданной траектории незначительны, то из рисунка 1 получили:

$$\alpha_f = \theta + \frac{U - a\Omega}{V}; \quad \alpha_r \approx \text{tg} \alpha_r = \frac{U + b\Omega}{V}, \quad \alpha_c \approx \text{tg} \alpha_c = \frac{U + c\Omega}{V}. \quad (3)$$

Внешние силы P_j и P_y , а также момент M_j , действующие на пропашной агрегат, установили по уравнениям

$$P_j = m\dot{U}, \quad (4)$$

$$P_y = m \Omega^2 R_t = \frac{m \Omega V}{\cos \varphi}, \quad (5)$$

$$M_j = I \dot{\Omega}, \quad (6)$$

где m – масса агрегата, кг; R_t – радиус поворота агрегата, м; I – момент инерции агрегата, кг·м².

После преобразований системы уравнений (1) и подстановки в нее зависимостей (2)–(6) система приняла вид:

$$\begin{cases} \dot{U} + \frac{K_f + K_r + K_c}{mV} U + \left(\frac{bK_r + cK_c - aK_f}{mV} - V \right) \Omega = \frac{P_f \sin \theta - \theta K_f}{m} \\ \dot{\Omega} + \frac{b^2 K_r + c^2 K_c + a^2 K_f}{IV} \Omega + \frac{bK_r + cK_c + aK_f}{IV} U = \frac{a(K_f \theta - P_f \sin \theta)}{I} + \frac{1}{I} M \end{cases}.$$

Ввели обозначения:

$$A = \frac{K_f + K_r + K_c}{mV}, \quad B = \frac{bK_r + cK_c - aK_f}{mV} - V, \quad C = \frac{b^2 K_r + c^2 K_c - a^2 K_f}{IV},$$

$$D = \frac{bK_r + cK_c + aK_f}{IV}, \quad e_1 = \frac{\frac{P_f \sin \theta}{\theta} - K_f}{m}, \quad e_2 = \frac{a \left(K_f - \frac{P_f \sin \theta}{\theta} \right)}{I}, \quad e_3 = \frac{1}{I}.$$

Тогда

$$\begin{cases} \dot{U} + AU + B\Omega = e_1 \theta \\ \dot{\Omega} + C\Omega + DU = e_2 \theta + e_3 M \end{cases} \quad (7)$$

Дополнительно представили уравнения угловых и линейных отклонений остова трактора и рабочих органов культиватора.

Угловое отклонение равно:

$$\dot{\varphi} = \Omega.$$

Линейное отклонение рабочих органов культиватора в боковом направлении у согласно схеме рисунка 1 составило:

$$\dot{y} = U + \Omega d - V \varphi. \quad (8)$$

Для установления рациональной величины коэффициента сопротивления боковому уводу задних ведущих колес МЭС в уравнениях (7) и (8) заменили U , исходя из уравнения (3), на $\alpha = \alpha_3$:

$$U = V\alpha - b\Omega.$$

Тогда система уравнений, описывающих траекторное движение пропашного агрегата, приняла вид:

$$\begin{cases} V\dot{\alpha} + VA\alpha - b\dot{\Omega} + (B - Ab)\Omega = e_1 \theta \\ VD\alpha + \dot{\Omega} + (C - bD)\Omega = e_2 \theta + e_3 M \\ \dot{y} + V\varphi - (b - d)\Omega = 0 \\ \dot{\varphi} = \Omega \end{cases} \quad (9)$$

В системе уравнений (12) выходные показатели – α , Ω , φ и боковое отклонение рабочих органов культиватора y , а входные – угол поворота передних управляемых колес трактора θ и момент M .

Управляющее воздействие θ , как известно, задается трактористом. Передаточную функцию тракториста $W_M^y(p)$, исходя из исследований, проведенных Ю. А. Ганькиным⁹, представили в виде:

$$W_M^y(p) = \frac{l_y e^{-\tau p}}{Tp + 1},$$

где p – оператор дифференцирования, $p = \frac{d}{dt}$; l_y – показатель реакции тракториста на боковое перемещение рабочих органов культиватора, $l_y = 1$; τ – время реакции тракториста ($\tau = 0,2 - 0,3$ с); T – постоянная времени нервно-мышечной инерционности тракториста ($T = 0,1 - 0,3$ с).

Тогда систему уравнений, описывающую управляемое тракторное движение пропашного МТА, записали

$$\begin{cases} V(P + A)\alpha + [-bp + (B - bA)]\Omega - \frac{l_1 l_y}{e^{\tau p}(TP + 1)}y = 0 \\ VD\alpha + [P + (c - bD)]\Omega - \frac{l_2 l_y}{e^{\tau p}(TP + 1)}y = l_3 M \\ P\varphi - \Omega = 0 \\ PY + V\varphi - V\alpha + (b - d)\Omega = 0 \end{cases}.$$

В управляемом тракторном движении агрегата входное воздействие – отклоняющий момент M от разного сопротивления почвы на рабочие органы культиватора его левых и правых секций.

В результате анализа полевых испытаний пропашного агрегата на базе трактора тягового класса 1,4 было установлено, что воздействующие на агрегат факторы и выходные показатели его тракторного движения являются случайными величинами. Они характеризуются математическим ожиданием, среднеквадратическим отклонением, дисперсией, корреляционной функцией и спектральной плотностью. Математические ожидания показателей тракторного движения пропашных агрегатов равны нулю. Дисперсии постоянны.

Такие случайные процессы называются стационарными и центрированными. Значения среднеквадратичных отклонений показателей тракторного движения пропашных агрегатов представлены в таблице 2.

Линейное отклонение центра инерции примерно одинаковое (6–7 см) и практически не меняется при колебании параметров агрегата, так как фактически оно зависит только от действий тракториста. Угловое отклонение центра инерции зависит и от квалификации тракториста, и от чувствительности агрегата к внешним воздействиям. Значительное влияние на угловое отклонение центра инерции агрегата оказывают коэффициенты сопротивления уводу колес трактора.

⁹ Ганькин Ю.А. Динамика управляемого движения мобильных машин. Самара: Самарский Дом печати; 1997. 184 с.

Т а б л и ц а 2

T a b l e 2

Среднеквадратичные отклонения показателей траекторного движения пропашного агрегата
Standard deviations of indicators of the row unit trajectory movement

Вид среднеквадратичного отклонения / Type of standard deviation	Среднеквадратичные отклонения σ показателей траекторного движения пропашного агрегата в зависимости от скорости / Standard deviations σ of the indicators of the row unit trajectory movement depending on the speed			
	$R_{cr} = 6,22 \text{ кН} / R_{cr} = 6.22 \text{ kN}$			$R_{cr} = 9,14 \text{ кН} / R_{cr} = 9.14 \text{ kN}$
	1,82 м/с / 1.82 m/s	2,45 м/с / 2.45 m/s	3,58 м/с / 3.58 m/s	2,12 м/с / 2.12 m/s
$\sigma_y, \text{ см} / \sigma_y, \text{ cm}$	6,40	5,90	6,10	6,30
$\sigma_\varphi, ^\circ$	0,65	0,62	0,78	1,03
$\sigma_\theta, ^\circ$	1,21	1,15	1,48	2,13
$\sigma_M, \text{ кН} / \sigma_M, \text{ kN}$	0,94	1,18	1,23	1,17

Так, при возрастании тягового усилия P_{cr} величина углового отклонения увеличивается в 1,4–1,7 раза, что объясняется снижением коэффициентов сопротивления уводу передних управляемых колес трактора вследствие уменьшения их весовой нагрузки и уводу задних (ведущих) из-за повышения величины буксования. В результате этого тягово-сцепные свойства МЭС и эксплуатационные показатели пропашного агрегата снижаются. В то же время анализ результатов полевых испытаний пропашного агрегата показывает слабо выраженную корреляционную связь (коэффициент корреляции менее 0,2) между управляющими и возмущающими факторами.

Аналитические расчеты характеристик траекторного движения агрегата выполнили на основе методов статистической динамики, разработанных А. Б. Лурье¹⁰.

Задача заключалась в определении среднеквадратических отклонений случайных величин α и u , предельные значения которых не должны превышать допустимых. При расчетах приняли следующие параметры агрегата: $d = 2,52 \text{ м}$; $V = 2,45 \text{ м/с}$; $m = 3\,990 \text{ кг}$; $K_c = 24\,000 \text{ кН/рад}$; $P_f = 1\,900 \text{ Н}$; $I = 8\,751 \text{ кг/м}^2$; $a = 1,6$; $b = 0,85 \text{ м}$; $c = 2,28 \text{ м}$.

Согласно указанному методу

$$\sigma^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega, \quad (10)$$

где $S(\omega)$, ω , σ – спектральная плотность, круговая частота и среднеквадратическое отклонение случайного процесса соответственно.

Спектральную плотность линейного бокового отклонения культиватора от задаваемой агротехническими требованиями траектории движения пропашного агрегата определяли зависимостью:

¹⁰ Лурье А.Б. Динамика регулирования навесных сельскохозяйственных агрегатов. Ленинград: Машиностроение; 1969. 287 с.

$$S(\omega) = |W(j\omega)|^2 S_{bx}(\omega), \quad (11)$$

где $|W(j\omega)|$ – модуль частотной передаточной функции; $S_{bx}(\omega)$ – спектральная плотность входного сигнала, т. е. внешнего фактора.

Используя научное наследие А. Б. Лурье и результаты проведенных полевых испытаний пропашного агрегата на базе трактора тягового класса 1,4, спектральные плотности внешнего воздействия, а именно отклоняющего момента M , записали

$$S_M(\omega) = \frac{2D_M \alpha C_M}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\alpha^2 + \beta^2 - \omega^2)^2 + 4\alpha^2 \omega^2}, \quad (12)$$

где D_M – дисперсия момента M ($D_M = 1\,368\,900 \text{ Н}^2 \cdot \text{м}^2$); C_c , α , β , – коэффициенты регрессии ($C_c = 3,9$; $\alpha = 0,75$; $\beta = 1,68$).

Для обеспечения дальнейших аналитических расчетов разложили в ряд функцию $e^{\tau p}$ и, ограничиваясь двумя первыми членами разложения, представили ее в следующем виде

$$e^{\tau p} \approx 1 + \tau p.$$

Тогда передаточные функции стали выглядеть так:

$$W_M^a(p) = \frac{b(p)}{a(p)}, \quad W_M^y(p) = \frac{c(p)}{a(p)}, \quad (13)$$

где $a(p)$, $b(p)$, $c(p)$, – определители передаточных функций, вычисляемые по схеме вычисления определителей передаточной функции:

$$a(p) = \begin{vmatrix} V(p+a)(\tau p+1)(Tp+1) & [-bp+(B-bA)](\tau p+1)(Tp+1) & 0 & -l_1 l_y \\ VD(\tau p+1)(Tp+1) & [p+(c-bD)](\tau p+1)(Tp+1) & 0 & -l_1 l_y \\ 0 & -1 & p & 0 \\ -V & (b-d) & V & p \end{vmatrix},$$

$$b(p) = \begin{vmatrix} 0 & [-bp+(B-bA)](\tau p+1)(Tp+1) & 0 & -l_1 l_y \\ l_3(\tau p+1)(Tp+1) & [p+(c-bD)](\tau p+1)(Tp+1) & 0 & -l_2 l_y \\ 0 & -1 & p & 0 \\ 0 & (b-d) & V & p \end{vmatrix},$$

$$c(p) = \begin{vmatrix} V(p+a)(\tau p+1)(Tp+1) & [-bp+(B-bA)](\tau p+1)(Tp+1) & 0 & 0 \\ VD(\tau p+1)(Tp+1) & [p+(c-bD)](\tau p+1)(Tp+1) & 0 & (\tau p+1)(Tp+1) \\ 0 & -1 & p & 0 \\ -V & (b-d) & V & 0 \end{vmatrix}.$$

Передаточные функции (13) различны по модулю. Меньшие по модулю полюса характерны для медленно затухающих переходных процессов, а большие – для быстро затухающих. Поэтому передаточные функции (13) упрощенно представили в следующем виде:

$$W_M^a(p) \approx \frac{b_0}{\alpha_1 p + a_0}, \quad W_M^y(p) \approx \frac{c_0}{\alpha_1 p + a_0},$$

где $a_0 = AC - BD$; $b_0 = e_1(C + Db) - e_2(B - Ab)$; $c_0 = e_3(Ab - B)$.

Воспользовавшись приведенными выводами и приняв $p = j\omega$, записали выражение (11) с учетом (12) и (13) так:

$$S_a(\omega) = \left| \frac{b_0}{a_1 j\omega + a_0} \right|^2 \cdot \frac{\frac{2D_M \alpha C_M}{\pi} (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{(\alpha^2 + \beta^2 - \omega^2)^2 + 4\alpha^2 \omega^2}; \quad (14)$$

$$S_y(\omega) = \left| \frac{c_0}{a_1 j\omega + a_0} \right|^2 \cdot \frac{\frac{2D_M \alpha C_M}{\pi} (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{(\alpha^2 + \beta^2 - \omega^2)^2 + 4\alpha^2 \omega^2}, \quad (15)$$

где $S_a(\omega)$ и $S_y(\omega)$ – спектральные плотности выходных показателей культиваторного агрегата в тракторном движении.

Для вычисления интеграла (10) применили метод, изложенный В. В. Солодовниковым¹¹. Сначала представили спектральные плотности (14), (15), приняв $b_0 = x_0$ и $c_0 = x_0$ в следующем виде:

$$S(\omega) = \left| \frac{x_0 \cdot \sqrt{\frac{2D_M \alpha C_M}{\pi}} \cdot (j\omega + \sqrt{\alpha^2 + \beta^2})}{(a_1 j\omega + a_0)(-\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2 + 2\alpha j\omega)} \right|^2,$$

и переписали интеграл (10) так:

$$\sigma^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\frac{2D_M \alpha C_M}{\pi} x_0^2 (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2) d\omega}{\left| -a_1 j\omega^2 - (2a_1 \alpha + \alpha_0) \omega^2 + [a_1 (\alpha^2 + \beta^2) + 2a_0 \alpha] j\omega + a_0 (\alpha^2 + \beta^2) \right|^2}.$$

Далее интеграл привели к виду:

$$J_n = \frac{1}{2\pi j} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{G_n(\omega)}{H_n(\omega) H_n(-\omega)} d\omega,$$

¹¹ Солодовников В.В. Статистическая динамика линейных систем автоматического управления. М.: Наука; 1960. 655 с.

где

$$\begin{cases} H_n(\omega) = A_0\omega^n + A_1\omega^{n-1} + \dots + A_n \\ G_n(\omega) = B_0\omega^{2n-2} + B_1\omega^{2n-4} + \dots + B_{n-1} \end{cases} \quad (16)$$

Так как управляемый пропашной агрегат представляет собой устойчивую динамическую систему, все корни $H_n(\omega)$ находятся в верхней полуплоскости. Поэтому при $n = 3$ записали

$$\begin{cases} H_n(\omega) = -a_1j\omega^3 - (2a_1\alpha + a_0)\omega^2 + [a_1(\alpha^2 + \beta^2) + 2a_1\alpha]j\omega + a_0(\alpha^2 + \beta^2) \\ G_n(\omega) = (-1)^3 j \frac{2D_M\alpha C_M x_0^2}{\pi} (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2) \end{cases}, \quad (17)$$

где $a_1 = A + C$.

Сравнивая (26) и (27), получили:

$$\begin{cases} A_0 = -ja_1; \quad A_1 = -(2a_1\alpha + a_0) \\ A_2 = j[a_1(\alpha^2 + \beta^2) + 2a_1\alpha]; \quad A_3 = a_0(\alpha^2 + \beta^2) \\ B_0 = 0; \quad B_1 = -j \frac{2D_M\alpha C_M x_0^2}{\pi}; \quad B_2 = -j \frac{2D_M\alpha C_M x_0^2}{\pi} \cdot (\alpha^2 + \beta^2) \end{cases} \quad (18)$$

Тогда, согласно таблице интегралов [30], значения σ^2 с учетом обозначенных коэффициентов (18) записали следующим образом:

$$\sigma^2 = \frac{B_1 - \frac{A_1 B_2}{A_3}}{\alpha(A_0 A_3 - A_1 A_2)}.$$

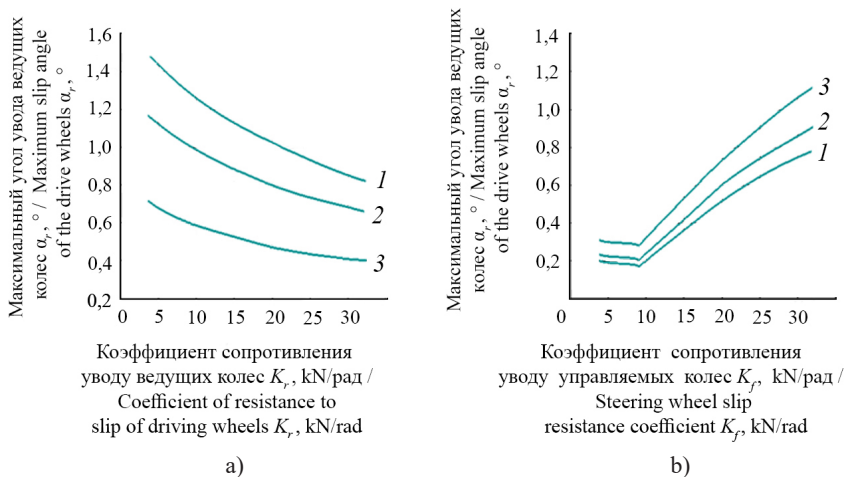
РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Задавая разную величину коэффициентов сопротивления боковому уводу управляемых и ведущих колес универсально-пропашного трактора, получили зависимости для расчета максимального угла бокового увода ведущих колес (рис. 2).

Из представленных на рисунке 2 графических зависимостей видно, что с увеличением коэффициента сопротивления уводу ведущих колес максимальный угол увода снижается, а с увеличением коэффициента сопротивления уводу управляемых колес – возрастает.

Воспользовавшись этими данными, можно обосновать допустимую величину указанных коэффициентов сопротивления уводу.

Расчетные среднеквадратические отклонения углов бокового увода колес трактора σ_a и органов культиватора σ_y (рис. 3) показывают неоднозначное влияние коэффициентов сопротивления боковому уводу ведущих K_r и управляемых K_f колес МЭС на сохранение пропашным агрегатом точности его тракторного движения.



Р и с. 2. Функциональная зависимость максимального угла увода колес трактора класса 1,4 от их коэффициентов сопротивления уводу:

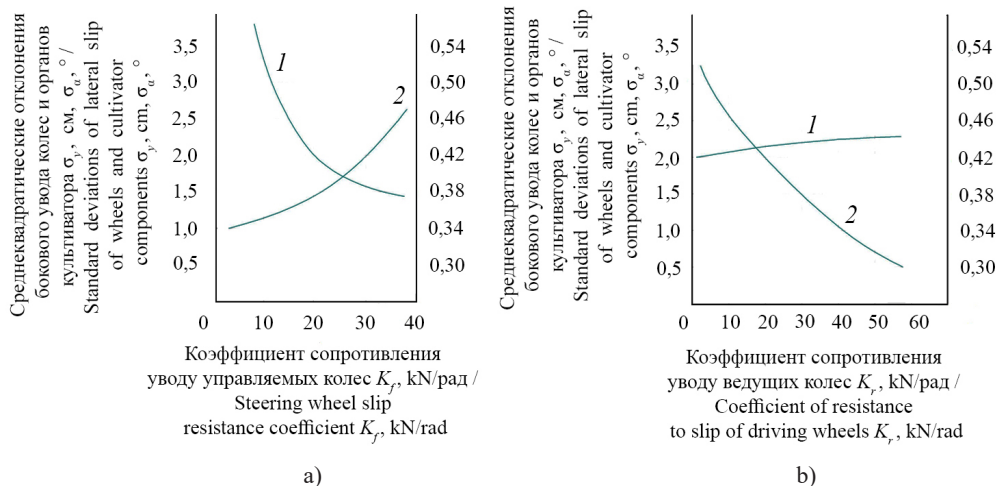
a) ведущих колес; б) управляемых колес:

1 – $K_y = 35 \text{ кН/рад}$; 2 – $K_y = 25 \text{ кН/рад}$; 3 – $K_y = 15 \text{ кН/рад}$

F i g. 2. Functional dependence of the maximum slip angle

of the wheels of a class 1.4 tractor on their slip resistance coefficients:

a) driving wheels; b) steered wheels: 1 – $K_y = 35 \text{ кН/рад}$; 2 – $K_y = 25 \text{ кН/рад}$; 3 – $K_y = 15 \text{ кН/рад}$



Р и с. 3. Среднеквадратические отклонения бокового увода колес и органов культиватора трактора класса тяги 1,4 в зависимости коэффициентов сопротивления уводу:

a) управляемых колес; б) ведущих колес: 1 – σ_y ; 2 – σ_a

F i g. 3. Standard deviations of the wheel slip and cultivator

devices of the tractor of traction class 1.4 depending on the coefficients of resistance to slip:

a) driven wheels; b) driving wheels: 1 – σ_y ; 2 – σ_a

Среднеквадратические отклонения углов бокового увода задних ведущих колес трактора преимущественно зависят от коэффициента сопротивления уводу задних колес K_r . Влияние коэффициента сопротивления боковому уводу K_f управляемых передних колес на величину среднеквадратического отклонения бокового увода задних колес трактора менее значительно. Для среднеквадратической величины линейного отклонения рабочих органов культиватора в боковом направлении наоборот преимущественное влияние оказывает сопротивляемость уводу управляемых передних колес трактора.

ОБСУЖДЕНИЕ

Если на величину среднеквадратического углового отклонения ведущих колес МЭС в значительной мере влияет коэффициент сопротивления боковому уводу их шин, а коэффициент сопротивления боковому уводу шин передних колес на их угловое отклонение влияет незначительно, то на величину среднеквадратического линейного отклонения рабочих органов культиватора в боковом направлении существенно влияет сопротивляемость уводу управляемых колес МЭС.

Обоснование величины коэффициента сопротивления боковому уводу ведущих колес трактора K_f базируется на предельно допустимых значениях углов увода этих колес α . Анализ данных предварительных полевых опытов показал, что при качении ведущего колеса трактора класса тяги 1,4 с боковым уводом более $0,8-1^\circ$ наблюдается резкое снижение его тягового КПД. Очевидно, для сохранения тягово-энергетических показателей движителей универсально-пропашного трактора класса тяги 1,4 необходимо за наибольший допустимый предел углов бокового увода α его ведущих колес принимать $\alpha = 1^\circ$.

Отклонение культиваторных рабочих органов от необходимой траектории из условия сохранения корневой системы пропашных культур не должно превышать 4 см. Тогда допустимая величина среднеквадратического отклонения σ рабочих органов культиватора согласно закону нормального распределения составляет при 68 % вероятности 4 см, при 95 % – 2 см.

Для достижения 68 % вероятности отсутствия нарушения в междурядьях защитной зоны ($\sigma_y = 4$ см), на управляемые передние колеса универсально-пропашного трактора Беларусь 80.1 необходимо устанавливать шины с коэффициентом сопротивления уводу K_f не менее 10 кН/рад. Для достижения 95 % вероятности ($\sigma_y = 2$ см) на передние колеса трактора необходимо устанавливать шины с коэффициентом $K_f > 18$ кН/рад, что на подготовленном под посев поле не всегда предоставляется возможным реализовать, так как передние колеса тракторов типа Беларусь 80.1 обычно комплектуются шинами, имеющими $K_f < 17$ кН/рад.

Возможным решением этой задачи может быть комплектация управляемых колес трактора шинами большего размера или другие конструктивные мероприятия, заключающиеся в увеличении бокового сцепления колес с почвой (например, установление на передний мост балласта).

Величина коэффициента сопротивляемости уводу ведущих колес K_r универсально-пропашного трактора, в связи с имеющимся стабилизирующим моментом от культиватора может быть менее 30 кН/рад. Однако вследствие того, что боковая

блокировка навесной системы МЭС может оказаться недостаточной, указанная величина K_f может быть малоэффективной для соблюдения точности траекторного движения. Тогда с учетом реальных значений $K_f \leq 17$ кН/рад предельная минимальная величина K_f должна составлять не менее 30 кН/рад (рис. 3), что дает 95 % вероятности $\alpha \leq 1^\circ$. Указанная величина K_f в связи с возможными боковым скольжением протектора шины по верхнему слою мягкого опорного основания и перемещением так называемой опорной площадки [28] почвы относительно ее более низких слоев может быть обеспечена, если боковая эластичность шин ведущих колес будет ≥ 50 кН/рад, а буксование трактора – $\leq 12\text{--}15$ % при математическом ожидании тягового усилия равного 9 кН, которое чаще всего наблюдается для трактора Беларусь 80.1.

Следовательно, повышение сцепных качеств ведущих колес (увеличение их сопротивляемости боковому уводу на мягкой почве), когда увод происходит за счет и боковой эластичности шин, и бокового скольжения ее протектора, и перемещения опорной площадки, является важным конструктивным фактором, который необходимо учитывать при комплектации шинами трактора тягового класса 1,4 в составе пропашного агрегата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ работ, посвященных результатам исследований траекторного движения машинно-тракторных агрегатов, показал, что:

- от показателей траекторного движения зависит производительность пропашного агрегата, качество выполнения им междурядной культивации, а также урожайность пропашных культур;
- при исследовании траекторного перемещения пропашного агрегата необходимо рассматривать его как единый объект, а основные характеристики траекторного движения определять путем прямого расчета.

Предлагаемая методика определения характеристик траекторного движения пропашного МТА не противоречит рекомендациям и результатам предыдущих исследований. Она позволяет устанавливать с достаточно высокой точностью необходимые параметры (сопротивляемость боковому уводу) шин для комплектования ведущих и управляемых мостов универсально-пропашного трактора с учетом выполняемой операции и состава агрегата для повышения производительности и снижения повреждаемости растений, что способствует достижению цели исследования.

Результаты полевых испытаний пропашного агрегата ($V = 2,12$ м/с) в составе трактора Беларусь 80.1 на серийных шинах и культиватора КРН-5,6 показали вполне удовлетворительное совпадение результатов экспериментов и аналитических расчетов. Было установлено, что при силе тяги 9,1 кН среднеквадратические значения характеристик траекторного движения имели значения: $\sigma_y = 3,25$ см; $\sigma_\varphi = 1,030$; $\sigma_\alpha = 0,420$; $\sigma_\theta = 2,130$; $\sigma_c = 1,17$ кНм.

Проведенный анализ аналитических и экспериментальных исследований перемещения пропашных агрегатов доказывает необходимость комплектования колес трактора класса 1,4 шинами с рациональной жесткостью в боковом направлении:

управляемых более 18 кН/рад, а ведущих (при их буксовании 12–15 % с тяговым усилием около 9 кН) – не менее 50 кН/рад.

Результаты исследований рекомендуется учитывать при подборе шин для ходовых систем универсально-пропашных тракторов класса тяги 1,4. В дальнейшем необходимо провести исследования на предмет возможности использования предлагаемой в работе методики для определения характеристик тракторного движения машинно-тракторных агрегатов, составленных на базе универсально-пропашных тракторов других классов тяги.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Терновых К.С., Четверова К.С. Состояние и тенденции развития технической базы сельскохозяйственных предприятий. *International Agricultural Journal*. 2022;65(6). https://doi.org/10.55186/25876740_2022_6_6_25
2. Немцев А.Е., Вахрушев В.В., Деменок И.В. Обновление машинно-тракторного парка АПК Сибирского федерального округа. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 2022;(55):220–222. URL: <https://mechel.belar.by/jour/article/view/726> (дата обращения: 20.08.2025).
3. Годжаев З.А., Прядкин В.И., Колядин П.А., Артемов А.В. Перспективные мобильные средства на шинах сверхнизкого давления для сельскохозяйственного производства. *Тракторы и сельхозмашины*. 2022;89(4):277–286. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-115016>
4. Kravchenko V., Kravchenko L., Zhurba V., Senkevich S., Duryagina V. Reducing the Dynamic Loading of the Links of the Machine-Tractor Unit Aggregated by the Mobile Power Vehicle of the 1.4 Drawbar Category. In: *Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles: Conference proceedings*. 2023. pp. 2043–2052. https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_210
5. Ovchinnikov A.S., Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.D., Gapich G.S., Nekhoroshev D.A., Fomin S.D. и др. Some Ways to Reduce the Dynamic Loads of Agricultural Machine-Tractor Aggregates. *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2018;13(22):8776–8779. URL: https://www.arpnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2018/jeas_1118_7388.pdf (дата обращения: 20.08.2025).
6. Маршанин Е.В., Кузнецов Е.Е., Щитов С.В., Митрохина О.П., Кидяева Н.П., Ковалевский В.Н. Направления исследований для снижения силы сопротивления движению колесного энергетического средства. *Аграрный научный журнал*. 2023;(7):147–152. <https://doi.org/10.28983/asj.y2023i7pp147-152>
7. Nekhoroshev D.D., Nekhoroshev D.A., Konovalov P.V., Popov A.Yu. Research On Experimental Machine-Tractor Aggregates Equipped With Pneumatic Hydraulic Planetary Clutch At Road Works. In: *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. 2021:012016. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/786/1/012016>
8. Нехорошев Д.А., Нехорошев Д.Д. Исследования процесса разгона МТА с помощью математической модели. *Тракторы и сельхозмашины*. 2013;(7):20–21. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-65732>
9. Кравченко В.А. Результаты испытаний машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 с переменной вращающейся массой двигателя. *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. 2014;(99):356–371. URL: <http://ej.kubagro.ru/archive.asp?y=2014> (дата обращения: 20.08.2025).
10. Кравченко В.А., Кравченко Л.В., Серегина В.В. Математическая модель машинно-тракторного агрегата с УДМ в трансмиссии трактора. *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного университета*. 2014;(103):251–261. URL: <http://ej.kubagro.ru/archive.asp?y=2014> (дата обращения: 20.08.2025).

11. Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследований сельскохозяйственного трактора с упругодемпфирующим механизмом в силовой передаче. *Известия МГТУ «МAMI»*. 2021;(4):49–59. <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-50-4-49-59>
12. Senkevich S., Bolshhev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasinski M., Leonowicz Z. и др. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers. *IEEE Access*. 2021;(9):71784–71804. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3078609>
13. Поливаев О.И., Ведринский О.С., Труфанов В.В. Повышение тягово-сцепных и разгонных свойств машинно-тракторного агрегата за счет модернизации приводов ведущих колес. *Вестник Воронежского государственного аграрного университета*. 2017;(4):112–116. <https://doi.org/10.17238/issn2071-2243.2017.4.112>
14. Химченко А.В., Ведринский О.С., Поливаев О.И., Оробинский В.И. Методология оптимизации параметров упругодемпфирующего привода машинотракторного агрегата с помощью имитационной модели. *Наука в центральной России*. 2025;(4):43–53. <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2025-4-43-53>
15. Moifar A.M., Shahgholi G., Gilandeh Y.A., Gundoshmian T.M. The Effect of the Tractor Driving System on its Performance and Fuel Consumption. *Energy*. 2020;(202):117803. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117803>
16. Иовлев Г.А., Голдина И.И. Зависимость тяговых свойств трактора от типа соединения с сельскохозяйственной машиной. *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2023;17(4):75–81. <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2023-17-4-75-81>
17. Беляев А.Н., Бурдыкин В.Д., Высоцкая И.А., Тришина Т.В., Новиков А.Е. Устройство для навески машин на трактор. Патент 204692 U1 Российская Федерация. 7 июня 2021. <https://elibrary.ru/qmojtj>
18. Посметьев В.И., Савинков М.А., Никонов В.О., Посметьев В.В., Снятков Е.В. Навесная система трактора. Патент 2830434 C1 Российская Федерация. 19 ноября 2024. <https://elibrary.ru/atpjry>
19. Кравченко В.А., Меликов И.М. Влияние бокового увода шин на тягово-энергетические показатели движителя трактора тягового класса 5. *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. 2021;(170):211–222. <https://doi.org/10.21515/1990-4665-170-012>
20. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Kozlov V.G., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Determination of Theoretical Path of Vehicle Motion Upon Cornering. *Journal of Applied Science and Engineering*. 2022;25(5):741–747. [https://doi.org/10.6180/jase.202210_25\(5\).0004](https://doi.org/10.6180/jase.202210_25(5).0004)
21. Беляев А.Н., Шацкий В.П., Тришина Т.В., Высоцкая И.А. Анализ действительной криволинейной траектории движения колесной машины. *Вестник Воронежского государственного аграрного университета*. 2022;15(1):63–70. https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2022_1_63
22. Беляев А.Н., Тришина Т.В., Афоничев Д.Н. Анализ боковых реакций почвы на колесах трактора при повороте. *Resources and Technology*. 2022;19(3):44–56. <https://doi.org/10.15393/j2.art.2022.6363>
23. Беляев А.Н., Шацкий В.П., Гулевский В.А., Тришина Т.В. Оценка бокового отклонения колесной машины от заданной траектории движения. *Сибирский вестник сельскохозяйственной науки*. 2022;52(4):120–128. <https://doi.org/10.26898/0370-8799-2022-4-13>
24. Кравченко В.А., Меликов И.М. Оценка сопротивляемости уводу крупногабаритных шин движителей трактора тягового класса 5. *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного университета*. 2021;(169):191–204. <https://doi.org/10.21515/1990-4665-169-014>
25. Красильников В.Б. Качение колеса по деформируемой поверхности с боковым уводом. *Тракторы и сельхозмашины*. 1966;(6):21–23.
26. Кутыков Г.М. Исследование МЭС в составе широкозахватного МТА на возделывании пропашных культур. *Тракторы и сельхозмашины*. 1992;(10):8–10.

27. Беляев А.Н., Оробинский В.И., Гулевский В.А., Тришина Т.В., Высоцкая И.А. Боковые силы на колесах трактора при входе в поворот. *Вестник Воронежского государственного аграрного университета*. 2021;14(2):29–35. https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2021_2_29
28. Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В., Новиков А.Е., Шередекин П.В., Высоцкая И.А. Влияние жесткости навесной системы на устойчивость криволинейного движения машинно-тракторного агрегата. *Наука в Центральной России*. 2023;(2):115–126. <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-2-115-126>
29. Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В. Повышение устойчивости и управляемости машинно-тракторного агрегата при криволинейном движении: моногр. Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ; 2023. 157 с. <https://elibrary.ru/jhzdww>
30. Иофинов С.А., Берцовский В.Л. О поворотливости колесного тракторного агрегатах. *Тракторы и сельхозмашины*. 1960;(1):8–12.
31. Козлов Д.Г. О движении универсально-пропашного трактора со всеми управляемыми колесами на поворотной полосе поля. *Аграрный научный журнал*. 2016;(1):51–55. <https://elibrary.ru/vlrcbr>
32. Шумилин А.В., Володин А.Н. Метод определения характеристик поворота транспортного средства на недеформируемом основании. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1993;(8):17–19.
33. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А., Меликов И.М. Шинный тестер. Патент 2085891 С1. Российская Федерация. 27 июля 1997. <https://elibrary.ru/okphzd>
34. Кравченко В.А., Яровой В.Г., Пархоменко С.Г., Меликов И.М., Яровой А.В. Шинный тестер. Патент 2107275 С1 Российская Федерация. 20 марта 1998. <https://elibrary.ru/bbwpyy>
35. Новиков В.В., Поздеев А.В., Еронтаев В.В., Чумаков Д.А., Колесов Н.М., Тимошин Н.В. и др. Экспериментальное определение боковой жесткости пневматического колеса трактора МТЗ-82 «Беларус». *Тракторы и сельхозмашины*. 2023;90(2):123–132. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-280225>

REFERENCES

1. Ternovyykh K.S., Chetverova K.S. State and Trends of Development of the Technical Base of Agricultural Enterprises. *International Agricultural Journal*. 2022;65(6). (In Russ., abstract in Eng.) https://doi.org/10.55186/25876740_2022_6_6_25
2. Nemtsev A.E., Vakhrushev V.V., Demenok I.V. Renewal of Machine and Tractor Fleet Aic of the Siberian Federal District. *Mechanization and Electrification of Agriculture*. 2022;(55):220–222. (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <https://mechel.belal.by/jour/article/view/726> (accessed 20.08.2025).
3. Gojaev Z.A., Pryadkin V.I., Kolyadin P.A., Artemov A.V. Promising Mobile Vehicles with Ultra-Low Pressure Tires for Agricultural Production. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(4):277–286. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.17816/0321-4443-115016>
4. Kravchenko V., Kravchenko L., Zhurba V., Senkevich S., Duryagina V. Reducing the Dynamic Loading of the Links of the Machine-Tractor Unit Aggregated by the Mobile Power Vehicle of the 1.4 Drawbar Category. In: *Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles: Conference proceedings*. 2023. pp. 2043–2052. https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_210
5. Ovchinnikov A.S., Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.D., Gapich G.S., Nekhoroshev D.A., Fomin S.D., et al. Some Ways to Reduce the Dynamic Loads of Agricultural Machine-Tractor Aggregates. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2018;13(22):8776–8779. Available at: https://www.arpnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2018/jeas_1118_7388.pdf (accessed 20.08.2025).
6. Marshanin E.V., Kuznetsov E.E., Shchitov S.V., Mitrokhina O.P., Kidyayeva N.P., Kovalevsky V.N. Research Directions for Reducing the Resistance Force to Movement of a Wheeled Power Vehicle. *Agrarian Scientific Journal*. 2023;(7):147–152. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.28983/asj.y2023i7pp147-152>

7. Nekhoroshev D.D., Nekhoroshev D.A., Kononov P.V., Popov A.Yu. Research On Experimental Machine-Tractor Aggregates Equipped With Pneumatic Hydraulic Planetary Clutch At Road Works. In: IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2021;012016. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/786/1/012016>
8. Nekhoroshev D.A., Nekhoroshev D.D. Investigation of Acceleration of Machine and Tractor Aggregate Using a Mathematical Model. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2013;(7):20–21. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.17816/0321-4443-65732>
9. Kravchenko V.A. The Results of Machine-Tractor Unit's Tests on the Basis of a 1,4 Tractor Having a Rotary Mass of the Engine. *Polytematic Online Electronic Scientific Journal of the Kuban State Agrarian University*. 2014;(99):356–371. (In Russ., abstract in Eng.) URL: <http://ej.kubagro.ru/archive.asp?y=2014> (access date: 20.08.2025).
10. Kravchenko V.A., Kravchenko L.V., Seregina V.V. Mathematical Model of a Machine and Tractor Unit with Edm in Transmission of a Tractor. *Polythematic Online Scientific Journal of Kuban State Agrarian University*. 2014;(103):251–261. (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <http://ej.kubagro.ru/archive.asp?y=2014> (accessed 20.08.2025).
11. Senkevich S.E. Results of Experimental Studies of an Agricultural Tractor with an Elastic-Damping Mechanism in a Power Train. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021;(4):49–59. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-50-4-49-59>
12. Senkevich S., Bolshev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasinski M., Leonowicz Z., et al. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers. *IEEE Access*. 2021;(9):71784–71804. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3078609>
13. Polivaev O.I., Vedrinsky O.S., Trufanov V.V. Improving the Traction and Acceleration Properties of a Machine-Tractor Unit by Upgrading the Drives of the Driving Wheels. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2017;(4):112–116. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.17238/issn2071-2243.2017.4.112>
14. Khimchenko A.V., Vedrinsky O.S., Polivaev O.I., Orobinsky V.I. Methodology for Optimizing the Parameters of Elastic Damping Drive of a Machine-Tractor Unit Using a Simulation Model. *Science in the Central Russia*. 2025;(4):43–53. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2025-4-43-53>
15. Moinfar A.M., Shahgholi G., Gilandeh Y.A., Gundoshmian T.M. The Effect of the Tractor Driving System on its Performance and Fuel Consumption. *Energy*. 2020;(202):117803. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117803>
16. Iovlev G.A., Goldina I.I. Dependence of Tractor Traction Properties on Agricultural Machinery Connections. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2023;17(4):75–81. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2023-17-4-75-81>
17. Belyaev A.N., Burdykin V.D., Vysotskaya I.A., Trishina T.V., Novikov A.E. [Device for Attaching Devices to on a Tractor]. Patent 204692 U1 Russian Federation. 2021 June 7. (In Russ.) <https://elibrary.ru/qmojtj>
18. Posmetev V.I., Savinkov M.A., Nikonov V.O., Posmetev V.V., Sniatkov E.V. Tractor Hinged System. Patent 2830434 Russian Federation. 2024 November 19. (In Russ., abstract in Eng.) <https://elibrary.ru/atpjry>
19. Kravchenko V.A., Melikov I.M. Effect of the Tire Lateral Skid on Traction and Energy Performance of the Propulsion Unit in the Tractor of Class 5 Traction. *Polytematic Online Electronic Scientific Journal of the Kuban State Agrarian University*. 2021;(170):211–222. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.21515/1990-4665-170-012>
20. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Kozlov V.G., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Determination of Theoretical Path of Vehicle Motion Upon Cornering. *Journal of Applied Science and Engineering*. 2022;25(5):741–747. [https://doi.org/10.6180/jase.202210_25\(5\).0004](https://doi.org/10.6180/jase.202210_25(5).0004)
21. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Analysis of the Actual Curvilinear Motion Trajectory of a Wheeled Vehicle. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2022;15(1):63–70. (In Russ., abstract in Eng.) https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2022_1_63

22. Belyaev A.N., Trishina T.V., Afonichev D.N. Analysis of Lateral Reactions of Soil on Tractor Wheels when Turning. *Resources and Technology*. 2022;19(3):44–56. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.15393/j2.art.2022.6363>
23. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Gulevsky V.A., Trishina T.V. Evaluation of the Lateral Deviation of a Wheeled Vehicle from a Given Trajectory. *Siberian Bulletin of Agricultural Science*. 2022;52(4):120–128. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.26898/0370-8799-2022-4-13>
24. Kravchenko V.A., Melikov I.M. Assessing the Skid Resistance of the Propulsive Unit Large Tires in a 5 Traction Class Tractor. *Polythematic Online Scientific Journal of Kuban State Agrarian University*. 2021;(169):191–204. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.21515/1990-4665-169-014>
25. Krasilnikov V.B. [Wheel Rolling along a Deformable Surface with Slip]. *Tractors and Agricultural Machinery*. 1966;(6):21–23. (In Russ.)
26. Kutkov G.M. [Study of MES as Part of a Wide-Cut MTA for Cultivating Row Crops]. *Tractors and Agricultural Machinery*. 1992;(10):8–10. (In Russ.)
27. Belyaev A.N., Orobinsky V.I., Gulevsky V.A., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Lateral Forces on the Wheels of the Tractor at the Entrance to the Turn. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2021;14(2):29–35. (In Russ., abstract in Eng.) https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2021_2_29
28. Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V., Novikov A.E., Sheredekin P.V., Vysotskaya I.A. The Influence of the Rigidity of the Hinged System on the Stability of the Curved Movement of the Machine-Tractor Unit. *Science in Central Russia*. 2023;(2):115–126. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-2-115-126>
29. Belyaev A.N., Orobinsky V.I., Trishina T.V. [Enhancement of Stability and Controllability of a Machine-Tractor Unit During Curvilinear Motion]: Monograph. Voronezh: Voronezh State Agricultural University; 2023. 157 p. (In Russ.) <https://elibrary.ru/jhzdwk>
30. Iofinov S.A., Bertsovsky V.L. [On the Maneuverability of Wheeled Tractor Units. *Tractors and Agricultural Machinery*]. *Tractors and Agricultural Machinery*. 1960;(1):8–12. (In Russ.)
31. Kozlov D.G. On Motion of Universal Tractors with All the Steered Wheels on the Headland of the Field. *The Agrarian Scientific Journal*. 2016;(1):51–55. (In Russ., abstract in Eng.) <https://elibrary.ru/vlrabr>
32. Shumilin A.V., Volodin A.N. [Method for Determining the Characteristics of Vehicle Turning on a Non-Deformable Base]. *Tractors and Agricultural Machinery*. 1993;(8):17–19. (In Russ.)
33. Parkhomenko S.G., Yarovoj V.G., Kravchenko V.A., Melikov I.M. Tyre Tester. Patent 2085891 C1 Russian Federation. 1997 July 27. (In Russ., abstract in Eng.) <https://elibrary.ru/okphzd>
34. Kravchenko V.A., Yarovoj V.G., Parkhomenko S.G., Melikov I.M., Yarovoj A.V. Tire Tester. Patent 2107275 C1 Russian Federation. 1998 March 20. (In Russ., abstract in Eng.) <https://elibrary.ru/bbwpyy>
35. Novikov V.V., Pozdeev A.V., Erontae V.V., Chumakov D.A., Kolesov N.M., Timoshin N.V., et al. Experimental Determination of the Lateral Stiffness of the Pneumatic Wheel of the MTZ-82 «Belarus». *Tractors and Agricultural Machines*. 2023;90(2):123–132. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.17816/0321-4443-280225>

Об авторах:

Кравченко Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры техники и технологии пищевых производств Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, д. 1), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9152-5851>, Scopus ID: 57204159481, SPIN-код: 99834293, a3v2017@yandex.ru

Кравченко Людмила Владимировна, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой проектирования и технического сервиса транспортно-технологических систем Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, д. 1), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9228-3313>, Researcher ID: ABD-9790-2021, Scopus ID: 57204646125, SPIN-код: 9684-8955, lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru

Сергеев Николай Викторович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации и технического сервиса наземных транспортно-технологических средств Азово-Черноморского инженерного института – филиала Донского государственного аграрного университета (347740, Российская Федерация, г. Зерноград, ул. Ленина, д. 21), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0518-8001>, sergeev-n.v@mail.ru

Журба Виктор Викторович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры проектирования и технического сервиса транспортно-технологических систем Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, д. 1), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1075-6157>, Scopus ID: 57212377815, SPIN-код: 1453-5517, vic.zhurba@yandex.ru

Вклад авторов:

В. А. Кравченко – контроль, лидерство и наставничество в процессе планирования и проведения исследования; формулирование замысла / идеи исследования, целей и задач; осуществление научно-исследовательского процесса, включая выполнение экспериментов и сбор данных; создание и подготовка рукописи: написание черновика рукописи.

Л. В. Кравченко – применение статистических, математических, вычислительных или других формальных методов для анализа или синтеза данных исследования; разработка и проектирование методологии исследования; создание и подготовка рукописи: написание черновика рукописи, включая его перевод на иностранный язык.

Н. В. Сергеев – осуществление научно-исследовательского процесса, включая выполнение экспериментов и сбор данных; создание и подготовка рукописи: визуализация результатов исследования и полученных данных.

В. В. Журба – осуществление научно-исследовательского процесса, включая выполнение экспериментов и сбор данных; создание и подготовка рукописи: визуализация результатов исследования и полученных данных.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

*Поступила в редакцию 30.06.2025; поступила после рецензирования 06.10.2025;
принята к публикации 26.01.2026*

About the authors:

Vladimir A. Kravchenko, Dr.Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Food Production Engineering and Technology, Don State Technical University (1 Gagarin Square, Rostov-on-Don 344003, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-91525851>, Scopus ID: 57204159481, SPIN-code: 9983-4293, a3v2017@yandex.ru

Lyudmila V. Kravchenko, Dr.Sci. (Eng.), Professor, Head of the Chair of Design and Technical Service of Transport and Technological Systems, Don State Technical University (1 Gagarin Square, Rostov-on-Don 344003, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9228-3313>, Researcher ID: ABD-9790-2021, Scopus ID: 57204646125, SPIN-code: 9684-8955, lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru

Nikolay V. Sergeev, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department Operation and Technical Service of Land Transport and Technological Facilities, Azov-Black Sea Engineering Institute – a branch of the Don State Agrarian University (21 Lenin St., Zernograd 347740, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0518-8001>, sergeev-n.v@mail.ru

Victor V. Zhurba, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Design and Technical Service of Transport and Technological Systems, Don State Technical University (1 Gagarin Square, Rostov-on-Don 344003, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1075-6157>, Scopus ID: 57212377815, SPIN-code: 1453-5517, vic.zhurba@yandex.ru

Authors contribution:

V. A. Kravchenko – oversight and leadership responsibility for the research activity planning and execution, including mentorship external to the core team; ideas; formulation or evolution of overarching research goals and aims; c conducting a research and investigation process, specifically performing the experiments and data. collection; preparation, creation and / or presentation of the published work, specifically writing the initial draft.

L. V. Kravchenko – application of statistical, mathematical, computational, or other formal techniques to analyse or synthesize study data; development or design of methodology; preparation, creation and / or presentation of the published work, specifically writing the initial draft (including substantive translation)

N. V. Sergeev – conducting a research and investigation process, specifically performing the experiments and data; preparation, creation and / or presentation of the published work, specifically visualization / data presentation.

V. V. Zhurba – conducting a research and investigation process, specifically performing the experiments and data; preparation, creation and / or presentation of the published work, specifically visualization / data presentation.

All authors have read and approved the final manuscript.

Submitted 30.06.2025; revised 06.10.2025; accepted 26.01.2026