

EDN: PMEWSE

DOI: 10.22314/2073-7599-2024-18-3-31-38



Научная статья

УДК 629.3.014



Моделирование движения мобильного энергетического средства на шинах сверхнизкого давления

Захид Адыгезалович Годжаев¹,
доктор технических наук,
профессор, член-корреспондент РАН,
e-mail: fic51@mail.ru;

Владимир Ильич Прядкин²,
доктор технических наук,
доцент,
e-mail: vip16.vgltu@mail.ru;

Артём Владимирович Артёмов²,
ассистент,
artemow94@yandex.ru

¹Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Российская Федерация;

²Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, Воронеж, Российская Федерация

Реферат. Условия криволинейного движения сельскохозяйственных мобильных энергетических средств значительно зависят от эксплуатационных режимов работы высокоэластичных шин. Описание и моделирование этого процесса позволит улучшить эксплуатационные показатели мобильных энергетических средств на этапах исследования и проектирования. (*Цель исследования*) Оценить влияние параметров шин сверхнизкого давления на курсовую устойчивость мобильных энергетических средств при криволинейном движении. (*Материалы и методы*) Движение мобильного энергетического средства на разворотной полосе рассматривается при различных скоростях движения, внутришинном давлении и с учетом изменения массы технологического материала в баке. Характеристика бокового увода шин сверхнизкого давления представлена зависимостью, основанной на эмпирическом определении угла увода шины в лабораторных условиях. (*Результаты и обсуждение*) Получены зависимости, описывающие изменение величины бокового смещения центра масс мобильного энергетического средства при различном давлении воздуха в шинах передней и задней осей. Проведено сравнение результатов математического моделирования с результатами полевого эксперимента. Анализ характеристик криволинейного движения мобильного энергетического средства указывает на смену типа поворачиваемости при изменении объема технологической жидкости в баке. Применение системы децентрализованного регулирования давления воздуха в шинах в зависимости от нагрузки на колеса позволяет достичь недостаточной поворачиваемости мобильного энергетического средства во всем диапазоне рабочих скоростей, а максимальное отклонение от планируемой траектории движения на поворотной полосе не превышает 8,5 процента. (*Выводы*) Установили, что предложенная модель криволинейного движения мобильного энергетического средства, учитывающая зависимости бокового увода шины сверхнизкого давления от давления воздуха в шине и воздействующих на нее сил, позволяет получить траекторию поворота с высокой степенью адекватности.

Ключевые слова: шина сверхнизкого давления, мобильное энергетическое средство, боковой увод шины, радиус поворота, устойчивость движения.

■ **Для цитирования:** Годжаев З.А., Прядкин В.И., Артёмов А.В. Моделирование движения мобильного энергетического средства на шинах сверхнизкого давления // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2024. Т. 18. №3. С. 31-38. DOI: 10.22314/2073-7599-2024-18-3-31-38. EDN: PMEWSE.

Scientific article

Modeling the Motion of a Mobile Power Vehicle with Ultra-Low Pressure Tires

Zakhid A. Godzhaev¹,
Dr.Sc.(Eng.), professor,
corresponding member of RAS,
e-mail: fic51@mail.ru;

Vladimir I. Pryadkin²,
Dr.Sc.(Eng.), associate professor,
e-mail: vip16.vgltu@mail.ru;
Artyom V. Artyomov²,

assistant,
e-mail: artemow94@yandex.ru

¹Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation:

²Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh, Russian Federation

Abstract. The paper states that the conditions of curvilinear motion of agricultural mobile power vehicle significantly depend on the operating modes of highly elastic tires. Describing and modeling this process will improve the operational performance of mobile power vehicle at the research and design stages. (*Research purpose*) The research aims to assess the impact of ultra-low-pressure tire parameters on the directional stability of the mobile power vehicle during curvilinear motion. (*Materials and*

methods) The paper analyzes the motion of a mobile power vehicle on the headland at various speeds and internal tire pressure, considering changes in the mass of the operational material in the tank. The characteristics of the lateral slip of ultra-low-pressure tires are presented dependent on the empirical determination of the tire slip angle under laboratory conditions. (Results and discussion) The research resulted in obtaining dependences that describe the change in the lateral displacement of the center of mass in the mobile power vehicle at different air pressures in the front and rear axle tires. The mathematical modeling results are compared with the field experiment outcomes. The analysis of the curvilinear motion characteristics of the mobile power vehicle indicates a change in the steerability when the volume of operational fluid in the tank varies. The application of a decentralized tire pressure control system, which adjusts based on the wheel load, achieves understeer of the mobile power vehicle across the entire range of operating speeds. Additionally, the maximum deviation from the planned trajectory of movement on the headland does not exceed 8.5 percent. (Conclusions) It is established that the proposed model of the curvilinear motion for the mobile power vehicle, which considers the dependence of the lateral slip of ultralow-pressure tires on tire air pressure and acting forces, allows for obtaining a highly accurate turning trajectory.

Keywords: ultra-low pressure tire, mobile power vehicle, lateral tire slip, turning radius, driving stability.

■ **For citation:** Godzhaev Z.A., Pryadkin V.I., Artyomov A.V. Modeling the motion of a mobile power vehicle with ultra-low pressure tires. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2024. Vol. 18. N3. 31-38 (In Russian). DOI: 10.22314/2073-7599-2024-18-3-31-38. EDN: PMEWSSE.

Стратегический курс развития агропромышленного комплекса России на период до 2030 года предусматривает применение технологий точного земледелия, основывающихся на автоматизации работ как отдельных агрегатов, так и энергосредств в целом [1]. Реализация данных технологий требует строгого выполнения агротехнического регламента, поэтому при выполнении технологических операций в сжатые агротехнические сроки на почвах с низкой несущей способностью возникает потребность в машинах на шинах сверхнизкого давления [2, 3].

Применение высокоэластичных шин на мобильных энергетических средствах (МЭС) позволяет снизить уровень контактного давления движителя на почву, повысить плавность хода и тяговые свойства, однако в процессе поворота высокая эластичность шин приводит к увеличению углов увода [4]. Следствием этого является увеличение ширины поворотной полосы и снижение курсовой устойчивости мобильных энергетических средств. Режим движения МЭС на повороте представляет собой один из основных и функционально сложных видов маневрирования. Однако влияние параметров шин сверхнизкого давления на характер траектории движения МЭС на повороте исследовано не в должной мере.

Цель исследования – оценить влияние параметров шин сверхнизкого давления на курсовую устойчивость МЭС при криволинейном движении.

Материалы и методы. В предложенной модели МЭС представляется твердым телом, способным перемещаться в двухмерном пространстве. В качестве объекта исследований выступает мобильное энергетическое средство МЭС-600, оборудованное шинами сверхнизкого давления 1020x420-18 модели Бел-79 (рис. 1) [5].



Рис. 1. МЭС-600 с шинами сверхнизкого давления 1020x420-18 модели Бел-79 при испытаниях

Fig. 1. MPV-600 with ultralow-pressure tires 1020x420-18 model Bel-79 being testing

Взаимодействие тела с опорной поверхностью осуществляется со стороны колес в четырех точках. Движение МЭС на повороте рассматривается с учетом влияния шин сверхнизкого давления и опорного основания на перераспределение нормальных нагрузок по колесам под действием центробежной силы и момента сил инерции, при условии изменения массы технологической жидкости в баке в процессе выполнения операции. Принятые допущения позволяют рассматривать данную модель как пространственную, что повышает точность определения кинематических и динамических параметров криволинейного движения объекта.

Теоретическое исследование процесса криволинейного движения МЭС-600 проводилось на основании расчетной схемы (рис. 2) с учетом рекомендаций [6, 7].

$$\begin{aligned}
 m_a \cdot \ddot{x}_C = & (P_{K11} - P_{f11}) \cdot \sin(\beta + (\alpha_{11} - \delta_{11})) + \\
 & + (P_{K12} - P_{f12}) \cdot \sin(\beta + (\alpha_{12} - \delta_{12})) + \\
 & + P_{b11} \cdot \cos(\beta + \alpha_{11}) + P_{b12} \cdot \cos(\beta + \alpha_{12}) + \\
 & + (P_{K21} - P_{f21}) \cdot \sin(\beta - (\alpha_{21} - \delta_{21})) + \\
 & + (P_{K22} - P_{f22}) \cdot \sin(\beta - (\alpha_{22} - \delta_{22})) + \\
 & + P_{b21} \cdot \cos(\beta - \alpha_{21}) + P_{b22} \cdot \cos(\beta - \alpha_{22});
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 m_a \cdot \ddot{y}_C = & (P_{K11} - P_{f11}) \cdot \cos(\beta + (\alpha_{11} - \delta_{11})) + \\
 & + (P_{K12} - P_{f12}) \cdot \cos(\beta + (\alpha_{12} - \delta_{12})) - \\
 & - P_{b11} \cdot \sin(\beta + \alpha_{11}) - P_{b12} \cdot \sin(\beta + \alpha_{12}) + \\
 & + (P_{K21} - P_{f21}) \cdot \cos(\beta - (\alpha_{21} - \delta_{21})) + \\
 & + (P_{K22} - P_{f22}) \cdot \cos(\beta - (\alpha_{22} - \delta_{22})) - \\
 & - P_{b21} \cdot \sin(\beta - \alpha_{21}) - P_{b22} \cdot \sin(\beta - \alpha_{22});
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 J_z \cdot \ddot{\beta} = & (P_{K11} - P_{f11}) \cdot \sin(\alpha_{11} - \delta_{11}) \cdot (l_2 + a \cdot \sin \alpha_{11}) + \\
 & + (P_{K12} - P_{f12}) \cdot \sin(\alpha_{12} - \delta_{12}) \cdot (l_2 - a \cdot \sin \alpha_{11}) - \\
 & - (P_{K11} - P_{f11}) \cdot \cos(\alpha_{11} - \delta_{11}) \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \cos \alpha_{11}) - \\
 & - (P_{K12} - P_{f12}) \cdot \cos(\alpha_{12} - \delta_{12}) \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \cos \alpha_{12}) + \\
 & + P_{b11} \cdot \cos \alpha_{11} \cdot (l_2 + a \cdot \sin \alpha_{11}) + \\
 & + P_{b11} \cdot \sin \alpha_{11} \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \sin \alpha_{11}) + \\
 & + P_{b12} \cdot \cos \alpha_{12} \cdot (l_2 - a \cdot \sin \alpha_{12}) + \\
 & + P_{b12} \cdot \sin \alpha_{12} \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \sin \alpha_{11}) + \\
 & + (P_{K21} - P_{f21}) \cdot \sin(\alpha_{21} - \delta_{21}) \cdot (l_1 + a \cdot \sin \alpha_{11}) + \\
 & + (P_{K22} - P_{f22}) \cdot \sin(\alpha_{22} - \delta_{22}) \cdot (l_1 - a \cdot \sin \alpha_{22}) - \\
 & - (P_{K21} - P_{f21}) \cdot \cos(\alpha_{21} - \delta_{21}) \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \cos \alpha_{21}) - \\
 & - (P_{K22} - P_{f22}) \cdot \cos(\alpha_{22} - \delta_{22}) \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \cos \alpha_{22}) + \\
 & + P_{b21} \cdot \cos \alpha_{21} \cdot (l_1 + a \cdot \sin \alpha_{21}) + \\
 & + P_{b11} \cdot \sin \alpha_{21} \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \sin \alpha_{21}) + \\
 & + P_{b22} \cdot \cos \alpha_{22} \cdot (l_1 - a \cdot \sin \alpha_{22}) + \\
 & + P_{b22} \cdot \sin \alpha_{22} \cdot (0,5 \cdot B_h + a \cdot \sin \alpha_{22}) - \sum M_{Ci},
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

где m_a – масса МЭС, кг; J_z – момент инерции МЭС относительно вертикальной оси, проходящей через действительный центр поворота, кг·м²; β – курсовой угол движения МЭС, рад; углы бокового увода колес МЭС, рад; x_c, y_c – горизонтальные координаты центра масс МЭС, м; M_{Ci} – моменты сопротивления повороту МЭС, Н·м.

Значения углов увода шины сверхнизкого давления 1020x420-18 определены экспериментально в лабораторных условиях для различных эксплуатационных режимов с использованием стенда для испытания тракторных шин и разработанной установки для определения бокового увода шины без тяговой нагрузки и с тяговой нагрузкой (рис. 3) [8, 9].

В таблице приведены экспериментальные данные о величине коэффициента сопротивления

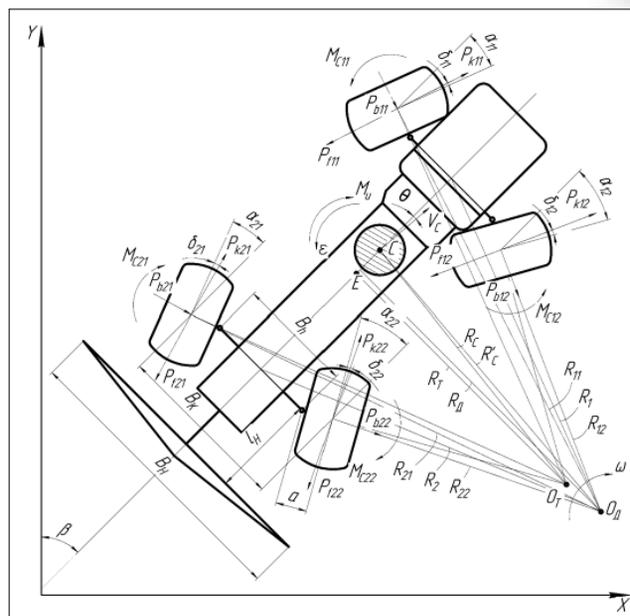


Рис. 2. Схема криволинейного движения МЭС
Fig. 2. Diagram illustrating curvilinear motion of mobile power vehicle (MPV)



Рис. 3. Определение углов увода шины сверхнизкого давления на твердом (а) и грунтовом (б) опорном основании
Fig. 3. Determination of slip angles of an ultra-low pressure tire on a solid (a) and on a soil (b) support base

шины боковому уводу и максимальном угле увода шины 1020x420-18 при различных эксплуатационных режимах. Учитывая нелинейность характеристики углов увода колес при воздействии на них боковой силы [10], численное значение угла увода, входящее в систему уравнений (1)-(3), описано аппроксимированной зависимостью вида:

$$\varphi_{yi} = \varphi_{yi}^{\max} - A \cdot e^{-B\delta_i},
 \tag{4}$$

где φ_y – удельная боковая сила ($\varphi_y = P_y/G_Z$); φ_y^{\max} – максимальное значение удельной боковой силы соответствующее коэффициенту сцепления; A, B – эмпирические коэффициенты функции.

Таблица Table		
Влияние эксплуатационных режимов нагружения шины 1020x420-18 на показатели бокового увода IMPACT OF LOADING OPERATING MODES ON THE LATERAL SLIP INDICATORS OF THE 1020x420-18 TIRE		
Эксплуатационный режим	Коэффициент сопротивления боковому уводу, $K_{ув}$, кН/рад	Максимальный угол увода δ , град
Фон бетон		
$G_z = 3,48$ кН, $P_w = 80$ кПа	47-55	6,34
$G_z = 4,92$ кН, $P_w = 80$ кПа	46-52	7,38
$G_z = 4,26$ кН, $P_w = 60$ кПа	43-51	10,51
$G_z = 3,48$ кН, $P_w = 40$ кПа	37-50	11,9
Фон грунт		
$G_z = 3,48$ кН, $P_w = 17$ кПа	17-20	16,1
$G_z = 4,26$ кН, $P_w = 25$ кПа	21-25	13,3
$G_z = 4,92$ кН, $P_w = 35$ кПа	33-36	10,4

Эмпирические коэффициенты функции (4) определены при проведении стендовых испытаний шины сверхнизкого давления 1020x420-18 при различной вертикальной нагрузке и внутришинном давлении на твердом опорном основании и фоне соответствующем почве подготовленной под посев.

Существенное влияние на процесс поворота МЭС оказывают положение центра масс и распределение нагрузки между колесами передней и задней оси (Янчевский В.А., Неклюдов А.В. Давление воздуха в шине как параметр, влияющий на увод автомобильного колеса. М.: МАДИ, 2023. С. 211-214. Гергенов С.М., Дарханов Ж.В. Моделирование шинного тестера ВСУТУ-ИРНТУ в программном комплексе «Универсальный механизм». Улан-Удэ: ВСУТУ. 2022. С. 596-602).

Математическое описание изменения нагрузочных режимов работы шин передней и задней осей разработано на основании проведенных лабораторно-полевых испытаний МЭС-600. Зависимости координат центра масс от уровня технологической жидкости в баке

$$l_1 = f(m_{ж}); H_C = f(l_1), \text{ м}, \quad (5)$$

где $m_{ж}$ – масса технологической жидкости в баке, кг; H_C – вертикальная координата центра масс.

Таким образом, зная уровень заполнения бака технологической жидкостью, можно определить вертикальные реакции на колесах в ходе эксплуатации МЭС [11].

Имитационная модель криволинейного движения МЭС, оборудованного шинами сверхнизкого давления, реализована в программном комплексе *Matlab/Simulink* согласно структурной модели проведения численного эксперимента, представленной на рисунке 4 с учетом рекомендаций [12, 13].

При проведении теоретических исследований

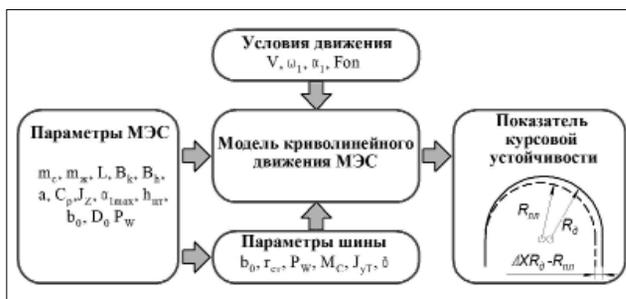


Рис. 4. Структурная модель проведения компьютерного эксперимента

Fig. 4. Structural model of conducting the computer experiment

движения МЭС на разворотной полосе с использованием разработанной математической модели оценивался характер влияния давления воздуха в шинах, весовой нагрузки и других конструктивных факторов на величину бокового смещения относительно планируемой траектории движения и величину максимального контактного давления движителя на грунт [14].

Движение МЭС на разворотной полосе моделировалось следующим образом. В начальный момент времени МЭС сообщалась заданная скорость и выдерживалась в течение всего компьютерного эксперимента [15]. Через 0,25 с после начала движения начинался поворот передних колес в соответствии с зависимостью, представленной на рисунке 5. Поворот передних колес продолжался в течение 1,75 с и достигал величины $\alpha_{\max} = 28^\circ$. По достижении максимального угла поворота колес он удерживался в течение 2 с, а затем передние колеса возвращались в исходное положение за 1,75 с.

Адекватность математической модели проверялась в ходе полевого эксперимента, заключающегося в выполнении маневра разворот при различной скорости, внутришинном давлении и уровне загрузки бака технологической жидкости [16-18]. Эксперимент проводился на участке поля озимой пшеницы. Закон изменения угла поворота управляемых колес соответствовал графику на рисунке 5.

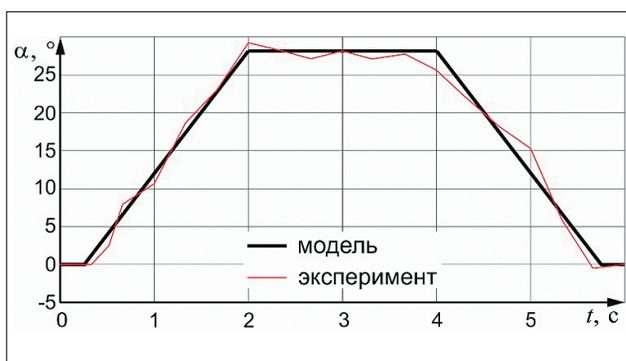


Рис. 5. График управления углом поворота колес

Fig. 5. Graph of wheel steering angle control

Результаты и обсуждение. В лабораторных испытаниях шины 1020x420-18 сверхнизкого давления и лабораторно-полевых испытаний МЭС-600 определены необходимые исходные данные для реализации модели поворота объекта исследования.

Аппроксимация функций $q_{max}(p_w, G_z)$, $K_{yв}(p_w, G_z)$ произведена методом наименьших квадратов произведена с использованием математического комплекса *MathCAD 15* и получены формулы:

$$q_{max}(p_w, G_z) = -8,216 \cdot 10^{-5} \cdot G_z^2 - 4,917 \cdot 10^{-3} \cdot p_w^2 + 1,064 \cdot 10^{-3} \cdot G_z \cdot p_w + 0,087 \cdot G_z + 0,644 \cdot p_w - 5,169, \text{ кПа}; \quad (6)$$

$$K_{yв}(p_w, G_z) = -8,411 \cdot 10^{-7} \cdot G_z^2 + 0,016 \cdot p_w^2 + 6,635 \cdot 10^{-4} \cdot G_z \cdot p_w + 0,0230 \cdot G_z - 0,954 \cdot p_w + 13,244. \quad (7)$$

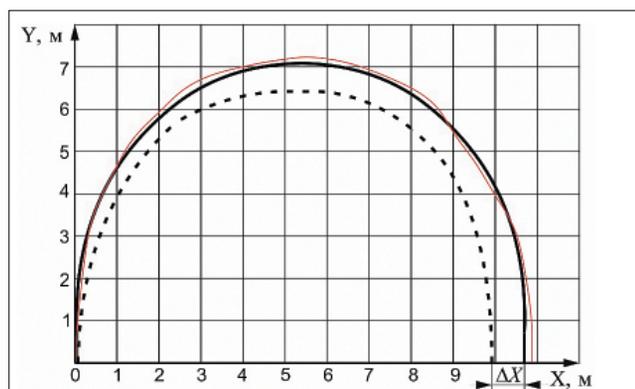
Характеристики изменения координат центра масс от уровня загрузки бака представлены аппроксимированными линейными функциями:

$$l_1 = 0,0006 \cdot m_{ж} + 0,694, \text{ м}; H_C = 0,8286 \cdot l_1 + 0,4304, \text{ м}.$$

Результаты реализации разработанной математической модели, учитывающей особенности взаимодействия шины с опорным основанием представлены на рисунках 6-9.

Установлено, что на величину бокового смещения центра масс МЭС относительно планируемой траектории оказывают влияние скорость движения, угол поворота управляемых колес, давление воздуха в шинах и весовые нагрузки на колесах.

Анализ зависимостей (рис. 7) показывает, что при увеличении скорости движения МЭС в порож-



Траектория: — экспериментальная; --- вокруг геометрического центра поворота $O_{пл}$; — вокруг кинематического центра поворота O_k (с учетом увода колес)

Рис. 6. Траектория поворота МЭС при скорости $v = 3 \text{ м/с}$ и угле поворота переднего наружного колеса $\alpha = 28^\circ$
Fig. 6. Trajectory of the mobile power vehicle (MPV) turn at a speed of $v = 3 \text{ м/с}$ and a steering angle of the front outer wheel of $\alpha = 28^\circ$

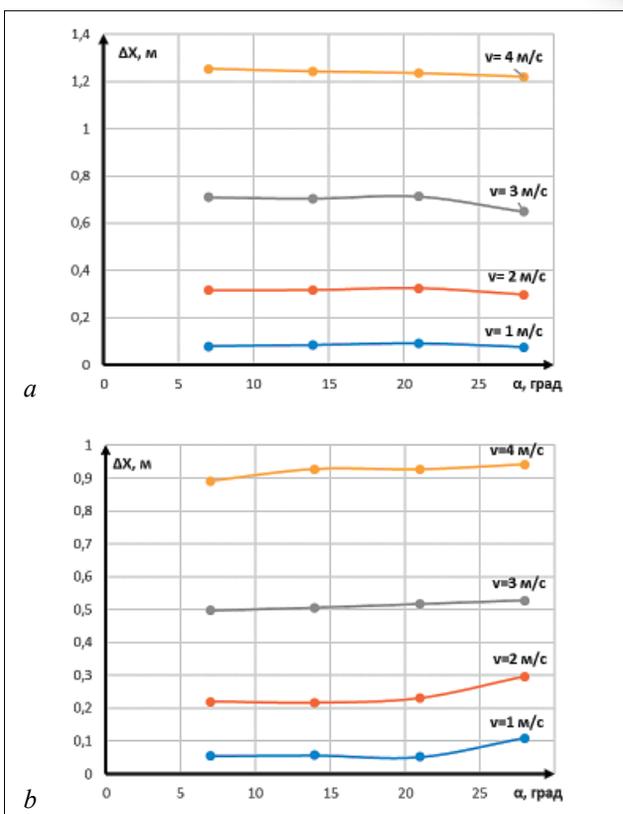


Рис. 7. Зависимость бокового смещения центра масс МЭС от угла поворота колеса: а – $P_w = 25 \text{ кПа}$, $m_a = 1485 \text{ кг}$; б – $P_w = 25 \text{ кПа}$, $m_a = 2085 \text{ кг}$

Fig. 7. The relationship between the lateral displacement of the mobile power vehicle (MPV) center of mass and the wheel steering angle: а – $P_w = 25 \text{ kPa}$, $m_a = 1485 \text{ кг}$; б – $P_w = 25 \text{ kPa}$, $m_a = 2085 \text{ кг}$

нем состоянии ($m_a = 1485 \text{ кг}$) имеет место его избыточная поворачиваемость. Однако при полной загрузке ($m_a = 2085 \text{ кг}$) поворачиваемость становится недостаточной. Учитывая, что при эксплуатации МЭС на шинах сверхнизкого давления, оборудованного штанговым опрыскивателем, масса машины изменяется в процессе технологической операции, смена типа поворачиваемости вызывает снижение курсовой устойчивости.

Величина бокового смещения на разворотной полосе (ΔX) при различных уровнях рабочей скорости значительно зависит от внутришинного давления. С увеличением давления воздуха в шинах с 10 до 40 кПа боковое смещение ΔX уменьшается в среднем на 55,5% в порожнем состоянии ($m_a = 1485 \text{ кг}$) и на 58,33% в полностью груженом ($m_a = 2085 \text{ кг}$).

В рамках численного эксперимента исследован режим криволинейного движения МЭС, имитирующий регулирование давления воздуха в шинах задней оси в зависимости от уровня заправки бака технологической жидкостью. Давление в шинах задней оси выбиралось с учетом равенства относительных

деформаций шин передней и задней оси согласно экспериментальным значениям радиальной жесткости шины сверхнизкого давления 1020x420-18 [8].

На основании теоретических исследований выявлено, что поддержание одинаковой радиальной деформации шин передней и задней оси позволяет исключить смену вида поворачиваемости с избыточной на недостаточную при изменении массы МЭС.

На рисунке 8 показаны зависимости бокового смещения центра масс МЭС при использовании децентрализованной системы регулирования давления воздуха в шинах.

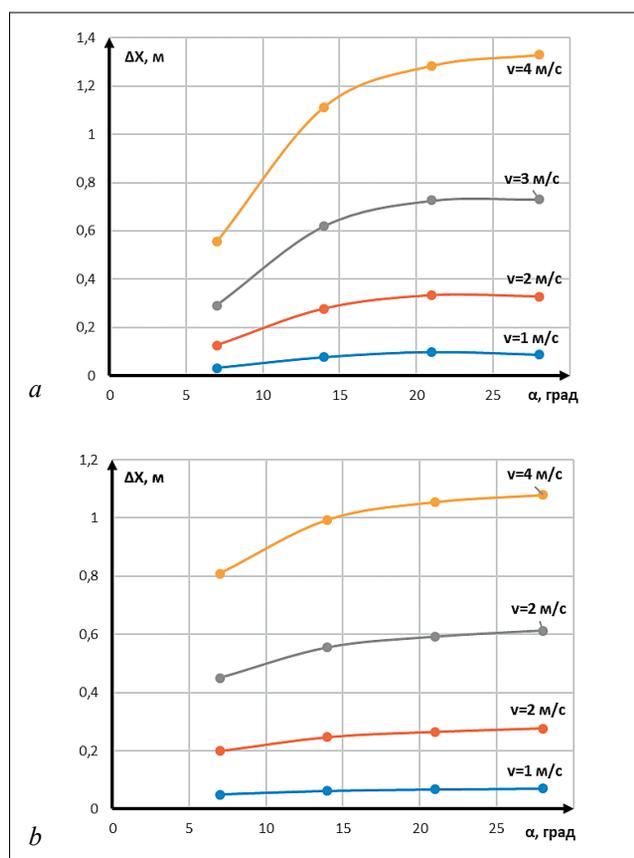


Рис. 8. Зависимость бокового смещения центра масс МЭС от угла поворота колеса при варьировании давления воздуха в шинах задней оси: а – $m_a = 1485$ кг, $P_{w1} = 25$ кПа, $P_{w2} = 10$ кПа; б – $m_a = 2085$ кг, $P_{w1} = 25$ кПа, $P_{w2} = 23,5$ кПа

Fig. 8. The relationship between the lateral displacement of the mobile power vehicle (MPV) center of mass and the wheel steering angle with varying air pressure in the rear axle tires: а – $m_a = 1485$ kg, $P_{w1} = 25$ kPa, $P_{w2} = 10$ kPa; б – $m_a = 2085$ kg, $P_{w1} = 25$ kPa, $P_{w2} = 23.5$ kPa

Характер представленных зависимостей показал, что при изменении уровня заполнения бака технологической жидкостью во всем диапазоне рабочих скоростей движения МЭС обладает недостаточной поворачиваемостью. При этом изменение величины поперечного отклонения при повороте

корпуса МЭС на 180° незначительно, разброс значений для каждого уровня рабочей скорости не превышает 8,5%.

Оценка величины контактных давлений от колес МЭС при движении на разворотной полосе показала, что наиболее нагруженным является переднее колесо, дальше по отношению к центру поворота (рис. 9). При этом уровень загрузки бака практически не оказывает влияния на максимальное значение контактного давления под этим колесом. Максимальное давление составляет 53,2 кПа.

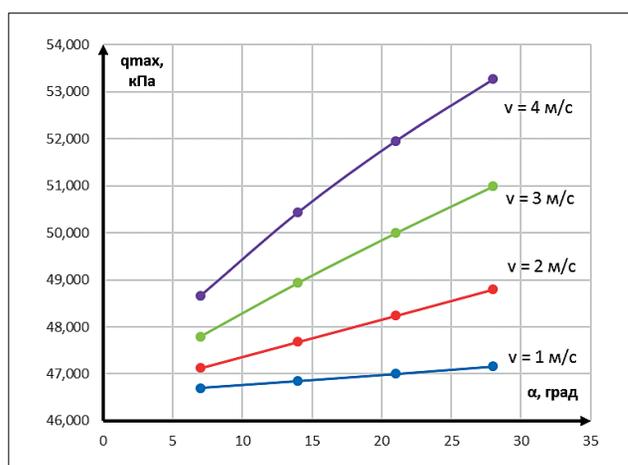


Рис. 9. Зависимость максимального контактного давления наиболее нагруженного колеса от угла поворота колеса при $P_{w1} = 25$ кПа

Fig. 9. The relationship between the maximum contact pressure of the most loaded wheel and the wheel steering angle at $P_{w1} = 25$ kPa

В результате экспериментального определения траектории движения МЭС на разворотной полосе установлено соответствие эмпирических значений траекторного смещения МЭС, полученным по разработанной модели значениям. Сравнение результатов различных исследований позволяют сделать вывод о том, что степень адекватности теоретических и аналитических исследований достаточна для решения поставленных в работе задач.

Выводы. Предложенная математическая модель криволинейного движения мобильных энергетических средств позволила описать режим движения на разворотной полосе и оценить влияние параметров шин сверхнизкого давления на размеры разворотной полосы.

Полученные впервые в ходе экспериментального исследования параметры радиальной и боковой жесткости, а также сопротивляемость боковому уводу шины сверхнизкого давления 1020x420-18 позволили добиться отклонения расчетных и экспериментальных значений ширины поворотной полосы не более 3,5%.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Измайлов А.Ю., Рожин В.Ф., Шилова Е.П. и др. Обоснование уборочно-транспортных процессов в селекционных технологиях // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2018. Т. 12. N1. С. 4-9. DOI: 10.22314/2073-7599-2018-12-1-4-9.
2. Лобачевский Я.П., Ценч Ю.С. Принципы формирования систем машин и технологий для комплексной механизации и автоматизации технологических процессов в растениеводстве // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2022. Т. 16. N4. С. 4-12. DOI: 10.22314/2073-7599-2022-16-4-4-12.
3. Лобачевский Я.П., Лонин С.Э., Алексеев И.С. и др. Разработка алгоритмов и программного обеспечения систем управления движением роботизированного почвообрабатывающего агрегата // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2019. Т. 13. N2. С. 48-52. DOI: 10.22314/2073-7599-2018-12-6-48-52.
4. Горин Г.С., Годжаев З.А., Головач В.М., Кузьмин В.А. Исследования поворачиваемости трактора для построения гибридной теории поворота // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2016. N5. С. 3-11. DOI: 10.22314/207375992016.5.311.
5. 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. Т. 89. N4. С. 277-286. DOI: 10.17816/0321-4443-115016.
6. Беляев А.Н., Тришина Т.В. Исследование кинематики поворота колесного трактора // *Вестник Воронежского государственного аграрного университета*. 2016. N1(48). С. 115-120. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2016.1.115.
7. Азимов Б.М., Ихсанова Ш.З. Моделирование движения и расчета составляющих боковых сил направляющих колес хлопкоуборочной машины // *Тракторы и сельхозмашины*. 2023. Т. 90. N2. С. 107-115. DOI: 10.17816/0321-4443-107159.
8. Гончаренко С.В., Годжаев З.А., Прядкин В.И. и др. Упругие характеристики шины сверхнизкого давления. Боковые и тангенциальные нагрузки // *Автомобильная промышленность*. 2020. N10. С. 32-36. EDN: NXVSXZ.
9. Измайлов А.Ю., Лобачевский Я.П., Ценч Ю.С. и др. О синтезе роботизированного сельскохозяйственного мобильного агрегата // *Вестник российской сельскохозяйственной науки*. 2019. N4. С. 63-68. DOI: 10.30850/vrsn/2019/4/63-68.
10. Гудков В.В., Сокол П.А., Василенко А.В., Янин А.Н. Анализ влияния основных внешних сил и реакций на величину бокового увода управляемых и неуправляемых колес при криволинейном движении двухосного автомобиля // *Воронежский научно-технический вестник*. 2024. N1(47). 134-153. DOI: 10.34220/2311-8873-2024-134-153.
11. Cheng Z., Lu Z. Semi-empirical model for elastic tyre traffic ability and methods for the rapid determination of its related parameters. *Biosystems Engineering*. 2018. 174. 204-218. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2018.07.010.
12. Field R.V., Hurtago E.J. Modeling of dynamic forces of a tractor in the MATLAB-simulink program environment. New York: Society of Automotive Engineers. 2003. 112.
13. Xia X., Xiong L., Lin X., Yu Z. Vehicle sideslip angle estimation considering the tire pneumatic trail variation. *SAE Technical Paper*. 2018. 2018-01-0571. DOI: 10.4271/2018-01-0571.
14. Lu D., Lu L., Wu H. et al. Tire dynamics modeling method based on rapid test method. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2020. N6. 85-85. DOI: 10.1186/s10033-020-00513-8.
15. Li F., Jiang Q.W., Li Y. Study on the measurement method of tire side slip non-steady characteristic. *Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science)*. 2018. N32(9). 29-34.
16. Qiu C.F., Zhou L., Liu J.J. et al. Study on test method of tire side deviation relaxation length. *Tire Industry*. 2019. N39(10). 633-636.
17. Arslan M.S., Sever M. Vehicle stability enhancement and rollover prevention by a nonlinear predictive control method. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 2019. N41(8). 2135-2149. DOI: 10.1177/0142331218795200.
18. Vantsevich V., Demkiv L.I., Klos S.R. Analysis of tire relaxation constants for modeling vehicle traction performance and handling. *ASME. DSCC*. 2018. 1:113. DOI: 10.1115/DSCC2018-9026.

REFERENCES

1. Izmailov A.Yu., Rozhin V.F., Shilova E.P. et al. Substantiation of harvesting and transportation processes in selection technologies. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2018. Vol. 12. N1. 4-9 (In Russian). DOI: 10.22314/2073-7599-2018-12-1-4-9.
2. Lobachevsky Ya.P., Tsench Yu.S. Principles of forming machine and technology systems for integrated mechanization and automation of technological processes in crop production. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2022. Vol. 16 N4. 4-12 (In Russian). DOI: 10.22314/2073-7599-2022-16-4-4-12.
3. Lobachevsky Ya.P., Lonin S.E., Alekseev I.S. et al. Development of algorithms and software for the movement control systems of a robotic soil cultivation unit. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2019. Vol. 13. N2. 48-52 (In Russian). DOI: 10.22314/2073-7599-2018-12-6-48-52.
4. Gorin G.S., Godzhaev Z.A., Golovach V.M., Kuzmin V.A. Research of tractor turnability for construction of hybrid theory of turn. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2016. N5. 3-11 (In Russian). DOI: 10.22314/207375992016.5.311.

5. 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. Vol. 89. N4. 277-286 (In Russian). DOI: 10.17816/0321-4443-115016.
6. Belyaev A.N., Trishina T.V. Research on rotational kinematics of a wheel tractor. *Bulletin of Voronezh State Agrarian University*. 2016. N1(48). 115-120 (In Russian).
7. Azimov B.M., Ikhsanova Sh.Z. Motion simulation and calculation of the components of the lateral forces of the guiding wheels of a cotton-harvesting machine. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023. Vol. 90. N2. 107-115 (In Russian). DOI: 10.17816/0321-4443-107159.
8. Goncharenko S.V., Godzhaev Z.A., Pryadkin V.I. et al. Elastic characteristics of ultra-low pressure tire. Lateral and tangential loads. *Automotive Industry*. 2020. N10. 32-36 (In Russian). EDN: NXVXSXZ.
9. Izmaylov A.Yu., Lobachevsky Ya.P., Tsench Yu.S. et al. About synthesis of robotic agriculture mobile machine. *Vestnik of the Russian Agricultural Science*. 2019. N4. 63-68 (In Russian). DOI: 10.30850/vrsn/2019/4/63-68.
10. Gudkov V.V., Sokol P.A., Vasilenko A.V., Yanin A.N. Analysis of the influence of the main external forces and reactions on the magnitude of the lateral withdrawal of controlled and uncontrolled wheels during the curvilinear movement of a two-axle car. *Voronezh Scientific and Technical Bulletin*. 2024. N1(47). 134-153 (In Russian). DOI: 10.34220/2311-8873-2024-134-153.
11. Cheng Z., Lu Z. Semi-empirical model for elastic tyre traffic ability and methods for the rapid determination of its related parameters. *Biosystems Engineering*. 2018. 174. 204-218 (In English). DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2018.07.010.
12. Field R.V. Hurtago E.J. Modeling of dynamic forces of a tractor in the MATLAB-simulink program environment. NY: Society of Automotive Engineers. 2003. 112 (In English).
13. Xia X., Xiong L., Lin X., Yu Z. Vehicle sideslip angle estimation considering the tire pneumatic trail variation. *SAE Technical Paper*. 2018. 2018-01-0571 (In English). DOI: 10.4271/2018-01-0571.
14. Lu D., Lu L., Wu H. et al. Tire dynamics modeling method based on rapid test method. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2020. N6. 85-85 (In English). DOI: 10.1186/s10033-020-00513-8.
15. Li F., Jiang Q.W., Li Y. Study on the measurement method of tire side slip non-steady characteristic. *Journal of Chongqing University of Technology*. 2018. N32(9). 29-34 (In English).
16. Qiu C.F., Zhou L., Liu J.J. et al. Study on test method of tire side deviation relaxation length. *Tire Industry*. 2019. N39(10). 633-636 (In English).
17. Arslan M.S., Sever M. Vehicle stability enhancement and rollover prevention by a nonlinear predictive control method. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 2019. N41(8). 2135-2149 (In English). DOI: 10.1177/0142331218795200.
18. Vantsevich V., Demkiv L.I., Klos S.R. Analysis of tire relaxation constants for modeling vehicle traction performance and handling. *ASME. DSCC*. 2018. 1:113 (In English). DOI: 10.1115/DSCC2018-9026.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Заявленный вклад соавторов:

Годжаев З.А. – научное руководство, постановка проблемы, формулировка основной концепции, целей и задач исследования, доработка текста, формирование общих выводов;

Прядкин В.И. – формулирование общих целей и задач, анализ литературных источников, разработка теоретических предпосылок, формирование общих выводов;

Артёмов А.В. – анализ литературных источников, разработка конструкции устройства для испытания шин, проведение экспериментальных исследований, проведение теоретических расчетов, итоговая переработка статьи.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Coauthors' contribution:

Gozhaev Z.A. – scientific supervision, problem formulation, formulation of the research main concept, objectives, and tasks, manuscript refinement, formulation of general conclusions;

Pryadkin V.I. – formulation of general objectives and tasks, literature review, development of theoretical assumptions, formulation of general conclusions;

Artemov A.V. – literature review, development of the device structure for tire testing, conducting experimental research, theoretical calculations, manuscript final revision.

The authors read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию

Статья принята к публикации

The paper was submitted to the Editorial Office on

The paper was accepted for publication on

01.06.2024

12.08.2024