

4.3.1. ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ
ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА
(ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

Научная статья

УДК 629.015/62-9

DOI: 10.53914/issn2071-2243_2024_1_94

EDN: TCYDXW

**Согласование геометрических и кинематических характеристик
криволинейного движения транспортного средства**

**Александр Николаевич Беляев^{1✉}, Владимир Иванович Оробинский²
Татьяна Владимировна Тришина³, Павел Викторович Шередекин⁴,
Алексей Евгеньевич Новиков⁵**

^{1, 2, 3, 4, 5} Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I,
Воронеж, Россия

¹ aifkm_belyaev@mail.ru✉

Аннотация. На большинстве современных транспортных средств для управления применяется кинематический способ поворота, который реализуется, как правило, поворотом управляемых колес относительно остова. Для обеспечения правильной кинематики поворота, безопасности движения при маневрировании машина оснащается рулевым приводом, при этом определенным геометрическим параметрам деталей рулевого привода соответствуют вполне конкретные кинематические характеристики поворота. Представлены результаты исследования, проведенного с целью согласования геометрических и кинематических характеристик криволинейного движения колесного транспортного средства. Получены и подтверждены сравнением с результатами ранее проведенных исследований основные аналитические выражения, определяющие геометрию и кинематику «чистого» качения колес транспортного средства при криволинейном движении. Расчеты, выполненные на примере трактора Беларус-80.1, показали, что изменение шкворневой колеи колесной машины приводит к искажению заложенного конструктивно соотношения между углами поворота внутреннего и наружного управляемых колес и, следовательно, к нарушению геометрических и кинематических характеристик криволинейного движения. Выявлены взаимосвязи и закономерности изменения геометрических и кинематических характеристик, определяющих криволинейное движение транспортного средства. Для того чтобы все колеса транспортного средства свободно вращались на криволинейной траектории, нормальные линии к центру каждой плоскости шины должны пересекаться в общей точке. Устройством, посредством которого можно обеспечить работу рулевого управления транспортного средства близко к соблюдению условия свободного качения колес, является четырехзвенный рычажный механизм рулевой трапеции. Для обеспечения необходимых условий свободного вращения колес при повороте транспортного средства во всем диапазоне изменения его колеи конструкция рычажного механизма рулевой трапеции должна быть спроектирована в виде многопозиционного соединения ее деталей.

Ключевые слова: транспортное средство, поворот, рулевая трапеция, радиус, угол, управляемые колеса, свободное качение

Для цитирования: Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В., Шередекин П.В., Новиков А.Е. Согласование геометрических и кинематических характеристик криволинейного движения транспортного средства // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2024. Т. 17, № 1(80). С. 94–101. https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_1_94–101.

4.3.1. TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT
FOR AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX (ENGINEERING SCIENCES)

Original article

**Verification of the match between geometric and kinematic
characteristics of the wheeled vehicle curvilinear motion**

**Aleksandr N. Belyaev^{1✉}, Vladimir I. Orobinsky², Tatyana V. Trishina³,
Pavel V. Sheredekin⁴, Aleksey E. Novikov⁵**

^{1, 2, 3, 4, 5} Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russia

¹ aifkm_belyaev@mail.ru✉

Abstract. On most modern vehicles, a kinematic turning method is used for control, which is realized, as a rule, by turning the steering wheels relative to the frame. To ensure the correct kinematics of rotation, safety of the motion during maneuvering, the machine is equipped with a steering drive, while certain geometric parameters of the steering drive parts correspond to quite specific kinematic characteristics of rotation. The research findings

with the view of verification of the match between geometric and kinematic characteristics of the wheeled vehicle curvilinear motion are presented. The basic analytical expressions defining the geometry and kinematics of the "pure" rolling of the wheels of a vehicle at curved motion have been obtained and confirmed by comparison with the results of previous studies. Calculations performed on the example of the Belarus-80.1 tractor showed that a change in the pivot track of a wheeled vehicle leads to a distortion of the structurally laid-down ratio between the rotation angles of the inner and outer steering wheels, and, consequently, to a violation of the geometric and kinematic characteristics of curvilinear motion. The interrelationships and patterns of changes in geometric and kinematic characteristics that determine the curvilinear motion of a vehicle are revealed. In order for all wheels of the vehicle to rotate freely on a curved trajectory, the normal lines to the center of each tire plane must intersect at a common point. The device by which it is possible to ensure the operation of the steering control of the vehicle close to compliance with the conditions of free rolling of the wheels is a four-link lever mechanism of the steering linkage. To ensure the necessary conditions for free rotation of the wheels when turning the vehicle over the entire range of changes in its track, the design of the lever mechanism of the steering linkage must be engineered in the form of a multi-position connection of its parts.

Keywords: vehicle, turn, steering linkage, radius, angle, steering wheels, free rolling

For citation: Belyaev A.N., Orobinsky V.I., Trishina T.V., Sheredekin P.V., Novikov A.E. Verification of the match between geometric and kinematic characteristics of the wheeled vehicle curvilinear motion. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2024;17(1): 94-101. (In Russ.). https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_1_94-101.

На большинстве современных транспортных средств для управления применяется кинематический способ поворота, который реализуется, как правило, поворотом управляемых колес относительно остова. Для обеспечения правильной кинематики поворота, безопасности движения при выполнении различных маневров колесная машина оснащается рулевым приводом, состоящим из систем тяг и рычагов, осуществляющим, совместно с рулевым механизмом, поворот управляемых колес таким образом, чтобы их качение не вызывало скольжения [1, 3].

Система рулевого управления транспортного средства предназначена не только для изменения его направления движения при совершении различных маневров по требуемой траектории, но и для обеспечения при этом необходимых условий для свободного качения всех колес. В соответствии с этим между основными геометрическими характеристиками (расстоянием между осями шкворней B , колесной базой L , углами поворота внутреннего α_B и наружного α_H по отношению к центру поворота колес) четырехколесного транспортного средства с передними управляемыми колесами при его низкой скорости поступательного движения, отсутствии действия центробежной силы инерции и бокового увода должно соблюдаться однозначное кинематическое условие, определяющее качение всех колес машины без скольжения. Выполнение установленного кинематического условия гарантирует не только «чистое» качение колес, но и подразумевает наличие конкретных взаимосвязей между геометрическими и кинематическими характеристиками транспортного средства при криволинейном движении.

На рисунке 1 представлен вариант выполнения поворота (например, левого) наиболее распространенным в мировой практике четырехколесным транспортным средством с передними управляемыми колесами.

При относительно низкой поступательной скорости движения машины между внутренним и внешним, по отношению к центру поворота, колесами должно выполняться однозначное кинематическое условие, позволяющее им поворачиваться без проскальзывания [4, 6, 7, 10, 11]:

$$\operatorname{ctg} \alpha_H - \operatorname{ctg} \alpha_B = B/L, \quad (1)$$

где α_H – угол поворота наружного колеса;

α_B – угол поворота внутреннего колеса;

B – расстояние между осями шкворней (шкворневая колея), м;

L – колесная (продольная) база, м.

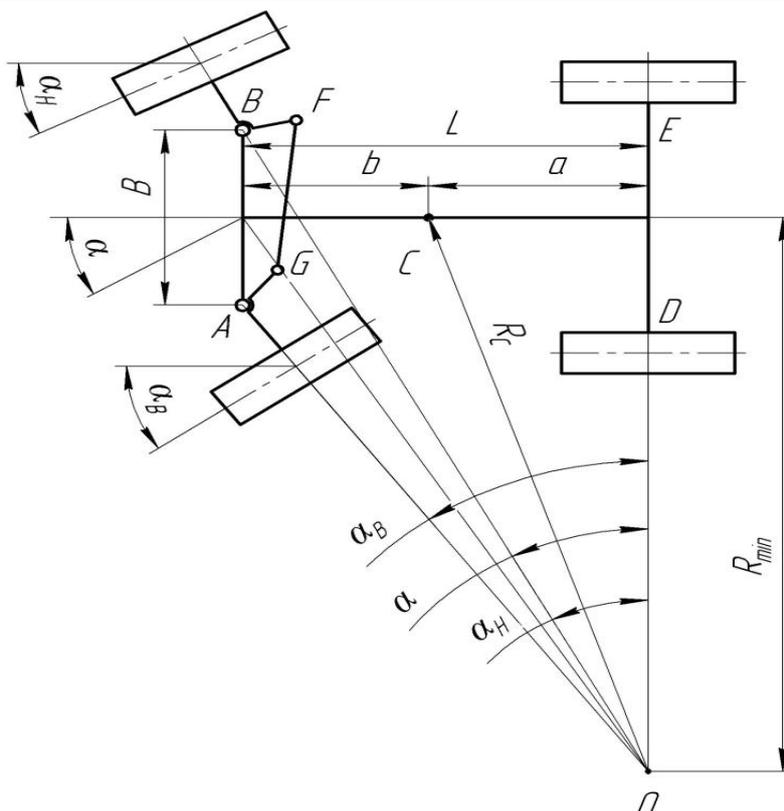


Рис. 1. Кинематическая схема поворота транспортного средства с передними управляемыми колесами

Колея B и база L принимаются за кинематические ширину и длину транспортного средства. У большинства транспортных средств разные колеи переднего и заднего мостов. Колея B в кинематическом условии (1) относится к передней колее. Задняя колея абсолютно не влияет на кинематическое состояние транспортного средства с передними управляемыми колесами.

При свободном («чистом») качении всех колес на криволинейной траектории положения внутреннего и наружного управляемых колес определяются на основе вполне определенного геометрического положения центра поворота O , который является общей точкой пересечения нормальных линий к центру каждой плоскости шины.

Как следует из данных рисунка 1, внутренний и наружный углы поворота колес могут быть рассчитаны из тригонометрии двух треугольников $\triangle OAD$ и $\triangle OBE$:

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \frac{L}{R_{\min} - \frac{B}{2}}; \quad (2)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_H = \frac{L}{R_{\min} + \frac{B}{2}}, \quad (3)$$

где R_{\min} – минимальный теоретический радиус поворота, м.

Используя выражения (2) и (3) для расчета радиуса поворота, получаем следующее выражение:

$$R_{\min} = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_B} + \frac{1}{2}B = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_H} - \frac{1}{2}B. \quad (4)$$

Следует отметить, что радиус поворота можно также получить из ранее выведенной авторами в работе [2] формулы для определения теоретического минимального радиуса поворота двухосной машины со всеми управляемыми колесами

$$R_{\min} = \frac{\left[\frac{B}{2}(\operatorname{tg} \alpha_{B'} + \operatorname{tg} \alpha_{B''}) + L\right] \cos \alpha_{B'} \cos \alpha_{B''}}{\sin(\alpha_{B'} + \alpha_{B''})}, \quad (5)$$

если принять в ней угол поворота заднего внутреннего колеса $\alpha_{B''} = 0$.

Очевидно, зависимости (4) и (5) обеспечивают выполнение условия (1). Каждое из них также позволяет получить соответственно следующие уравнения для оценки угла поворота наружного колеса:

$$\alpha_H = \operatorname{arctg} \left(\frac{L \operatorname{tg} \alpha_B}{L + B \operatorname{tg} \alpha_B} \right); \quad (6)$$

$$\alpha_H = \operatorname{arctg} \left[\operatorname{tg} \alpha_B \left(\frac{2R_{\min} - B}{2R_{\min} + B} \right) \right], \quad (7)$$

результаты расчетов по которым полностью совпадают.

Для определения радиуса поворота R_C центра масс C транспортного средства обычно принято рассматривать его эквивалентную двухколесную схему (рис. 2) [12–15], где средние значения углов поворота внутреннего и внешнего колес связаны между собой следующей зависимостью:

$$\operatorname{ctg} \alpha = (\operatorname{ctg} \alpha_H + \operatorname{ctg} \alpha_B) / 2. \quad (8)$$

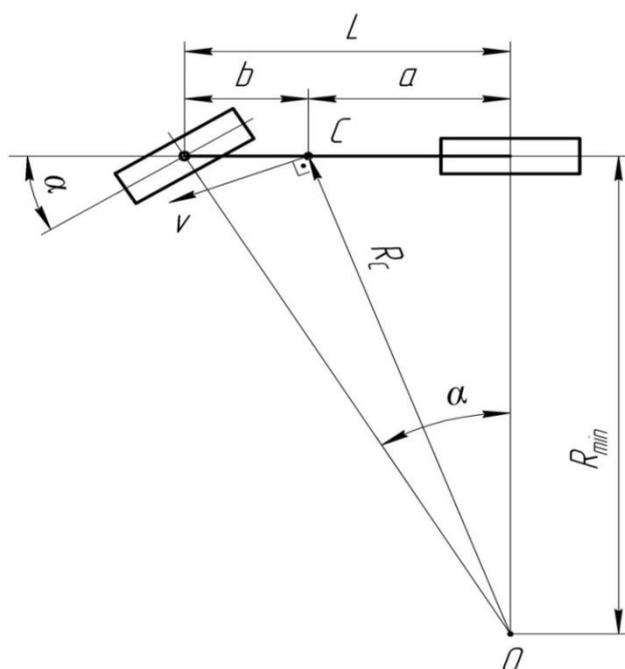


Рис. 2. Эквивалентная двухколесная модель транспортного средства с передним управляемым колесом

Угол α в уравнении (8) – эквивалентный (средний) угол поворота двухколесного транспортного средства, имеющего ту же колесную базу L и радиус поворота R_C , также может быть найден из анализа исходной четырехколесной схемы с теми же геометрическими параметрами следующим образом [2]:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg} \alpha_B \frac{2R_{\min} - B}{2R_{\min}} \right). \quad (9)$$

Исходя из того, что радиус R_C перпендикулярен вектору скорости V центра масс, из тригонометрических соображений получаем

$$R_C^2 = a^2 + R_{\min}^2 \quad (10)$$

и

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{R_{\min}}{L}. \quad (11)$$

Воспользовавшись выражениями (10) и (11), определяем окончательно радиус поворота

$$R_C = \sqrt{a^2 + L^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha}. \quad (12)$$

В работе [2], где исследовалась четырехколесная схема криволинейного движения транспортного средства, выявлено, что определить радиус траектории поворота центра масс можно также по следующему равнозначному в отношении результата выражению:

$$R_C = \sqrt{\left(\operatorname{tg} \alpha_B \left(R_{\min} - \frac{B}{2} \right) - b \right)^2 + R_{\min}^2}. \quad (13)$$

Таким образом, доказано: для того чтобы все колеса транспортного средства свободно вращались на криволинейной дороге, нормальные линии к центру каждой плоскости шины должны пересекаться в общей точке.

Условия (12) и (13) выполняются, когда скорость поступательного движения транспортного средства очень мала, на него не действуют боковая сила и центробежная сила инерции, углы бокового увода шин равны нулю и нет их бокового скольжения.

Однако в настоящее время еще не существует рулевого механизма, который мог бы идеально обеспечить выполнение условия (1) даже при отмеченных выше допущениях. Устройством, посредством которого можно обеспечить работу рулевого управления транспортного средства близко к требованию (1), является четырехзвенный рычажный механизм $ABFG$ (рис. 1), называемый рулевой трапецией [1, 6, 12, 13].

Указанная проблема особенно актуальна для машин с конструкцией, предусматривающей изменение ширины колеи, например у пропашных колесных тракторов [8, 9], у которых, как правило, для того чтобы это оказывало как можно меньшее влияние на геометрию и кинематику поворота, рациональные параметры рулевой трапеции устанавливаются для ее наиболее часто используемой величины [1, 6].

В реальности при варьировании колеи расстояние между осями шкворней и длины поворотных рычагов постоянны, но изменяются углы наклона их к продольной оси машины и длина поперечной тяги [1], то есть искажаются геометрические характеристики трапеции, установленные изначально для выполнения условия (1), и соответственно нарушается кинематика криволинейного движения. То, что вполне определенному отношению B/L соответствует вполне закономерная взаимосвязь между углами поворота внешнего и внутреннего колес при условии выполнения (1), показано на рисунке 3 для различных значений B/L трактора Беларусь-80.1. При расчетах приняты следующие технические характеристики трактора Беларусь-80.1: $L = 2370$ мм, $B = 1350–1750$ мм с дискретным изменением через 100 мм и $\alpha_B = 0–40^\circ$ с интервалом в 5° [8].

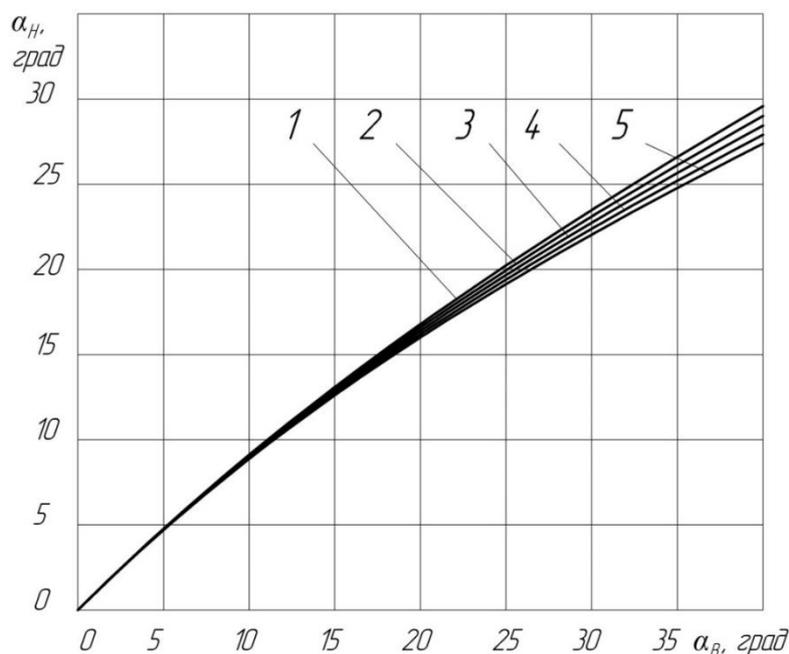


Рис. 3. Влияние отношения B/L на условие чистого качения колес трактора Беларусь-80.1: 1 – $B/L = 0,57$; 2 – $B/L = 0,61$; 3 – $B/L = 0,65$; 4 – $B/L = 0,7$; 5 – $B/L = 0,74$

Результаты расчетов выявили, что с увеличением отношения B/L разность между α_B и α_n растет. Например, $\alpha_n = 20,23^\circ$ при $B/L = 0,57$ и $\alpha_B = 25^\circ$, а при $B/L = 0,7$ и $\alpha_B = 25^\circ - \alpha_n = 19,4^\circ$ (рис. 3). Анализ зависимости $R_{min} = f(B)$ (рис. 4) показал, что при этом также наблюдается рост значений R_{min} .

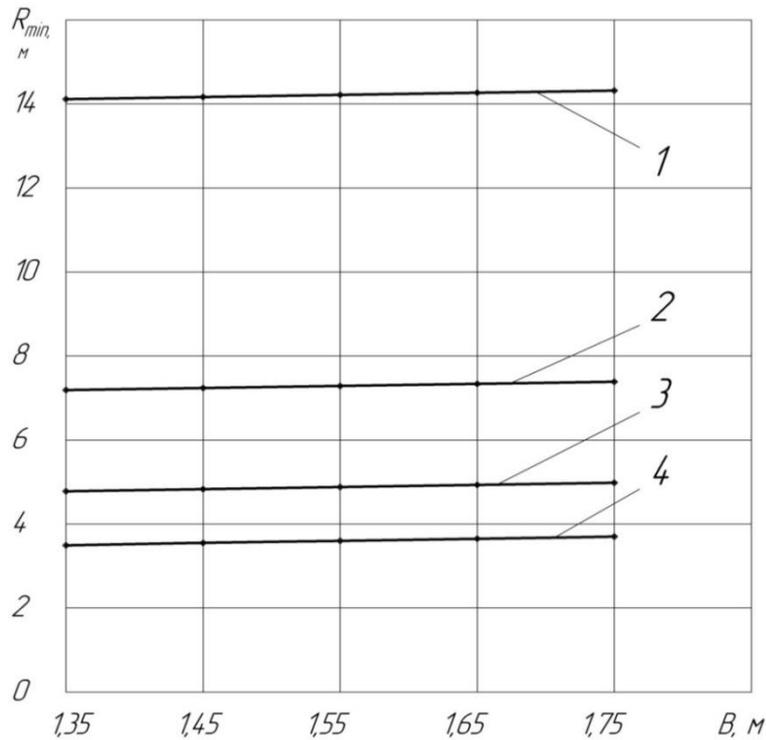


Рис. 4. Зависимость минимального радиуса поворота трактора Беларус-80.1 от ширины колеи: 1 – $\alpha_B = 10^\circ$; 2 – $\alpha_B = 20^\circ$; 3 – $\alpha_B = 30^\circ$; 4 – $\alpha_B = 40^\circ$

При дальнейших расчетах:

- при $B = 1350$ мм и $\alpha_B = 10^\circ$ – $R_{min} = 14,12$ м;
- при $B = 1750$ мм и $\alpha_B = 10^\circ$ – $R_{min} = 14,32$ м;
- при $B = 1350$ мм и $\alpha_B = 20^\circ$ – $R_{min} = 7,19$ м;
- при $B = 1750$ мм и $\alpha_B = 20^\circ$ – $R_{min} = 7,39$ м;
- при $B = 1350$ мм и $\alpha_B = 30^\circ$ – $R_{min} = 4,78$ м;
- при $B = 1750$ мм и $\alpha_B = 30^\circ$ – $R_{min} = 4,98$ м.

Как видно, приращение R_{min} в случае увеличения значений и B , и α_B равнозначны для каждого варианта:

- при изменении B от 1350 до 1750 мм при одинаковых значениях α_B R_{min} равно 0,2 м;
- при $B = 1,35$ м и $B = 1,75$ м с изменением α_B от 10° до 30° R_{min} равно 9,34 м.

Таким образом, выявлено, что определенным геометрическим параметрам деталей рулевого привода транспортного средства соответствуют вполне конкретные кинематические характеристики поворота, именно поэтому рычажный механизм рулевой трапеции должен быть выполнен в виде многопозиционного соединения ее звеньев, для того чтобы при изменении положения или размера одного из них была возможность изменения параметров других для выполнения условий правильной кинематики криволинейного движения.

Выводы

1. Для того чтобы все колеса транспортного средства свободно вращались на криволинейной траектории, нормальные линии к центру каждой плоскости шины должны пересекаться в общей точке.

2. Устройством, посредством которого можно обеспечить работу рулевого управления транспортного средства близко к соблюдению условия свободного качения колес, является четырехзвенный рычажный механизм рулевой трапеции.

3. Получены и подтверждены сравнением с результатами ранее проведенных авторми исследований основные аналитические выражения, определяющие геометрию и кинематику «чистого» качения колес транспортного средства при криволинейном движении.

4. Результаты расчетов на примере трактора Беларусь-80.1 показали, что изменение шкворневой колеи колесной машины приводит к искажению заложенного конструктивно соотношения между углами поворота внутреннего и наружного управляемых колес и, следовательно, к нарушению геометрических и кинематических характеристик криволинейного движения.

5. Выявлены взаимосвязи и закономерности изменения геометрических и кинематических характеристик, определяющих криволинейное движение транспортного средства.

6. Для обеспечения необходимых условий свободного вращения колес при повороте транспортного средства во всем диапазоне изменения его колеи конструкция рычажного механизма рулевой трапеции должна быть спроектирована в виде многопозиционного соединения ее деталей.

Список источников

1. Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В. и др. Обоснование геометрических параметров рулевой трапеции колесной машины // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2023. Т. 16, № 2(77). С. 116–123. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_2_116. EDN: UVVOLI.
2. Беляев А.Н., Тришина Т.В. Исследование кинематики поворота колесного трактора // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2016. № 1(48). С. 115–120. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2016.1.115. EDN: RNBJBR.
3. Беляев А.Н., Тришина Т.В., Шередекин П.В. Основные типы систем рулевых управлений автомобилей // Проблемы и перспективы конструктивного совершенствования отечественного автомобилестроения: материалы Всероссийской научно-технической конференции. Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», 2023. С. 24–32.
4. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студентов вузов. Москва: Издательский центр «Академия», 2006. 480 с.
5. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: теория: учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы». Москва: Машиностроение, 1988. 374 с.
6. Ксенович И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: учебник. Москва: Машиностроение, 1991. 543 с.
7. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля: учебник. Москва: Машиностроение, 1984. 376 с.
8. Руководство по эксплуатации тракторов «БЕЛАРУС-80.1/82.1/820». Минск: ОАО «Минский тракторный завод», 2015. 381 с.
9. Руководство по эксплуатации тракторов «Беларус-1221.2/1221В.2/1221.3». Минск: ОАО «Минский тракторный завод», 2009. 302 с.
10. Скотников В.А., Маценский А.А., Солонский А.С. Основа теории и расчет трактора и автомобиля. Москва: Агропромиздат, 1986. 383 с.
11. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. 2-е изд., доп. и перераб. Москва: Машиностроение, 1990. 352 с.
12. Chen J., Shen X., Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car // Journal of Physics: Conference Series. 2022. Vol. 2235(1). Article No. 12082. DOI: 10.1088/1742-6596/2235/1/012082.
13. Khristamtoa M., Praptijantoa A., Kalega S. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car // Energy Procedia. 2015. Vol. 68. Pp. 463–470.
14. Pauwelussen J. Essentials of Vehicle Dynamics. UK, Oxford: Elsevier Ltd., 2015. 309 p.
15. Reza J. Vehicle Dynamics: Theory and Application. 2nd edition. New York: Springer International Publishing, 2008. 1045 p.

References

1. Belyaev A.N., Orobinsky V.I., Trishina T.V. et al. Substantiation of geometric parameters of steering linkage of a wheeled vehicle. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2023;16(2):116-123. DOI: 10.53914/issn2071-2243_2023_2_116. EDN: UVVOLI. (In Russ.).
2. Belyaev A.N., Trishina T.V. Research on rotational kinematics of a wheel tractor. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2016;1(48):115-120. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2016.1.115. EDN: RNBjBR. (In Russ.).
3. Belyaev A.N., Trishina T.V., Sheredekin P.V. Main types of steering control systems for cars. Problems and prospects of constructive improvement of the domestic automotive industry: Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Conference. Voronezh: Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov Publishers; 2023:24-32. (In Russ.).
4. Vakhlamov V.K. Cars: Design and calculation elements: textbook for undergraduates. Moscow: Publishing Center "Academia"; 2006. 480 p. (In Russ.).
5. Guskov V.V., Velev N.N., Atamanov Yu.E. et al. Tractors: theory: textbook for universities in the specialty "Cars and tractors". Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1988. 374 p. (In Russ.).
6. Ksenevich I.P., Guskov V.V., Bocharov N.F. et al. Tractors. Engineering, designing and calculation. Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1991. 544 p. (In Russ.).
7. Lukin P.P., Gasparyants G.A., Rodionov V.F. Designing and calculating a car: textbook. Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1984. 376 p. (In Russ.).
8. Manual and User Guide for Minsk Tractor Works Belarus 80.1/82.1/820. Minsk Tractor Works Publishers; 2015. 381 p. (In Russ.).
9. Manual and User Guide for Minsk Tractor Works Belarus 1221.2/1221V.2/1221.3. Minsk: Minsk Tractor Works Publishers; 2009. 302 p. (In Russ.).
10. Skotnikov V.A., Mashchensky A.A., Solonsky A.S. Foundations of the theory and calculation of a tractor and a car. Moscow: Agropromizdat Publishers; 1986. 383 p. (In Russ.).
11. Smirnov G.A. Theory of motion of wheeled vehicles. 2nd edition, revised and enlarged. Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1990. 352 p. (In Russ.).
12. Chen J., Shen X., Wang A. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022;2235(1):12082. DOI: 10.1088/1742-6596/2235/1/012082.
13. Khristamtoa M., Praptijantoa A., Kalega S. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car. *Energy Procedia*. 2015;68:463-470.
14. Pauwelussen J. Essentials of Vehicle Dynamics. UK, Oxford: Elsevier Ltd.; 2015. 309 p.
15. Reza J. Vehicle Dynamics: Theory and Application. 2nd edition. New York: Springer International Publishing; 2008. 1045 p.

Информация об авторах

А.Н. Беляев – доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», aifkm_belyaev@mail.ru, aifkm@agroeng.vsau.ru.

В.И. Оробинский – доктор сельскохозяйственных наук, профессор, зав. кафедрой сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей, декан агроинженерного факультета ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», agroeng.vsau.ru.

Т.В. Тришина – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», tata344@rambler.ru.

П.В. Шередекин – аспирант кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», pavel.sheredekin@syngenta.com.

А.Е. Новиков – ассистент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», novikov-alexey1@yandex.ru.

Information about the authors

A.N. Belyaev, Doctor of Engineering Sciences, Docent, Head of the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, aifkm_belyaev@mail.ru, aifkm@agroeng.vsau.ru.

V.I. Orobinsky, Doctor of Agricultural Sciences, Professor, Head of the Dept. of Agricultural Machinery, Tractors and Cars, Dean of the Faculty of Rural Engineering, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, agroeng.vsau.ru.

T.V. Trishina, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, tata344@rambler.ru.

P.V. Sheredekin, Postgraduate Student, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, pavel.sheredekin@syngenta.com.

A.E. Novikov, Assistant, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, novikov-alexey1@yandex.ru.

Статья поступила в редакцию 12.01.2024; одобрена после рецензирования 16.02.2024; принята к публикации 26.02.2024.

The article was submitted 12.01.2024; approved after reviewing 16.02.2024; accepted for publication 26.02.2024.

© Беляев А.Н., Оробинский В.И., Тришина Т.В., Шередекин П.В., Новиков А.Е., 2024