

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

Научная статья

УДК 629.3.076

DOI: 10.53914/issn2071-2243_2024_1_84

EDN: TDULRQ

**Оценка параметров траектории входа в поворот двухосной
колесной машины со всеми управляемыми колесами**

Александр Николаевич Беляев¹, **Дмитрий Николаевич Афоничев²**,
Татьяна Владимировна Тришина³, **Владимир Иванович Оробинский⁴**,
Наталья Митрофановна Дерканосова⁵

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

¹ aifkm_belyaev@mail.ru

Аннотация. Представлены результаты теоретической оценки влияния поступательной скорости движения двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами и угловой скорости поворота ее колес на основные характеристики кривой траектории входа в поворот. Расчеты проводились при следующих исходно-начальных параметрах, характеризующих конструктивно-геометрические и эксплуатационные особенности колесной машины: продольная база машины – 2,6 м; расстояние между осями шкворней рулевых трапеций передних и задних колес – 1,8 м; максимальные углы поворота управляемых колес – 33,5°. Установлено, что поворот двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами в сравнении с колесной машиной с передними управляемыми колесами при постоянных угловых скоростях поворота управляемых колес 0,195 с⁻¹ и изменении поступательной скорости движения машины от 0,57 м/с (2,05 км/ч) до 1,78 м/с (6,41 км/ч) характеризуется увеличением максимальной абсциссы участка входа в поворот в 1,71–1,81 раза и сокращением максимальной ординаты участка входа в поворот на 1–8%; при постоянной поступательной скорости движения 1,41 м/с (5,08 км/ч) и изменении угловых скоростей поворота управляемых колес от 0,0974 до 0,292 с⁻¹ – увеличением максимальной абсциссы участка входа в поворот в 1,57–1,77 раза и сокращением максимальной ординаты участка входа в поворот на 24,3–2,4%. Двухосная колесная машина со всеми управляемыми колесами в сравнении с колесной машиной с передними управляемыми колесами отличается значительно меньшим минимальным теоретическим радиусом поворота (в 1,68 раза), а также более коротким участком круговой кривой (в 2,54–8,81 раза короче) и, следовательно, более короткой траекторией поворота. Результаты проведенных исследований дают возможность провести выбор рациональных эксплуатационных и конструктивных параметров двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами исходя из оценки параметров кривой траектории переменного радиуса входа в поворот.

Ключевые слова: колесная машина, поступательная скорость движения, управляемые колеса, вход в поворот, угловая скорость поворота управляемых колес, радиус поворота, траектория

Для цитирования: Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В., Оробинский В.И., Дерканосова Н.М. Оценка параметров траектории входа в поворот двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2024. Т. 17, № 1(80). С. 84–93. https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_1_84–93.

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

Original article

**Parameters estimation of the trajectory of the entry
into the turn of a two-axle all-wheel drive vehicle**

Aleksandr N. Belyaev¹, **Dmitry N. Afonichev²**, **Tatyana V. Trishina³**,
Vladimir I. Orobinsky⁴, **Natalia M. Derkanosova⁵**

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

¹ aifkm_belyaev@mail.ru

Abstract. The authors present the results of theoretical assessment of the impact of translational velocity of a two-axle all-wheel drive vehicle and the angular velocity of its wheels on the main characteristics of the curve of the trajectory of the entry into the turn. The calculations were carried out with the following initial parameters characterizing the structural, geometric and operational features of the wheeled vehicle: the longitudinal base of the machine is 2.6 m; the distance between the axes of the pivots of the steering linkages of the front and rear

wheels is 1.8 m; the maximum rotation angles of the steering wheels are 33.5° . It was found that the rotation of a two-axle all-wheel drive vehicle in comparison with a front-wheel-drive vehicle at constant angular rotation speeds of 0.195 s^{-1} and a change in the translational velocity of the machine from 0.57 m/s (2.05 km/h) to 1.78 m/s (6.41 km/h) is characterized by the maximum abscissa of the turn entrance section rise by 1.81–1.71 times and the maximum ordinate of the turn entrance section reduction by 1–8%, and at constant translational velocity of 1.41 m/s (5.08 km/h) and a change in the angular rotation speeds of the steering wheels from 0.0974 to 0.292 s^{-1} is characterized by the maximum abscissa of the turn entrance section rise by 1.57–1.77 times and the maximum ordinate of the turn entrance section reduction by 24.3–2.4%. A two-axle all-wheel drive vehicle, in comparison with a front-wheel-drive vehicle, differs in a significantly smaller minimum theoretical turning radius (by 1.68 times), as well as a shorter section of the circular curve (by 2.54–8.81 times shorter) and, consequently, a shorter turning trajectory. The results of the conducted research make it possible to select rational operational and design parameters of a two-axle all-wheel drive vehicle based on the parameters estimation of the trajectory curve of the variable radius of the entry into the turn.

Keywords: wheeled vehicle, translational velocity of the motion, steering wheels, entrance into the turn, angular velocity of rotation of steering wheels, radius of turning, trajectory

For citation: Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V., Orobinsky V.I., Derkanosova N.M. Parameters estimation of the trajectory of the entry into the turn of a two-axle all-wheel drive vehicle. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2024;17(1):84–93. (In Russ.). https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_1_84-93.

Введение

Безопасная эксплуатация и производительность колесной машины в значительной степени определяются устойчивостью – способностью сохранять заданное направление движения при воздействии внешних сил, стремящихся отклонить ее от требуемого направления [7, 10, 11].

Улучшение характеристик устойчивости приводит не только к повышению безопасности, особенно при криволинейном движении, и снижению при этом динамических нагрузок на детали и узлы машины, но и к значительному экономическому эффекту, позволяя выполнять различные технологические процессы, осуществлять перевозки пассажиров и грузов с более высокими средними скоростями. В связи с этим при проектировании колесных машин необходимо иметь четкое понятие о влиянии ее конструктивных параметров на показатели устойчивости.

Однако устойчивость автотранспортных средств в настоящее время оценивается в основном экспериментально в соответствии с действующими нормативными документами, в которых предусмотрены несколько видов испытаний, в том числе «Поворот $R_{\Pi} = 25 \text{ м}$ », предназначенных для определения предельной скорости выполнения маневра, и «Поворот $R_{\Pi} = 35 \text{ м}$ » – для определения предельной скорости выполнения маневра и скоростей, при которых возникают снос, занос и курсовые колебания автотранспортного средства. В результате испытаний фиксируются предельная скорость, при которой происходит отрыв одного из колес от поверхности дороги или выход автотранспортного средства за пределы размеченного коридора, и боковое ускорение в момент отрыва колес от дороги [6].

Следует отметить, что результаты подобного рода испытаний не всегда достоверны ввиду недостаточной точности фиксации величин определяемых параметров, а для некоторых типов транспортных колесных средств, особенно тех, скорость движения которых мала по сравнению со скоростью движения автомобиля, вовсе не актуальны. К тому же зачастую перед исследователем ставится задача определения некоторых параметров уже на стадии проектирования машины [12].

Для выбора рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров колесной машины при ее дальнейшем функционировании с целью улучшения организации и технологии производства работ, повышения экономичности поставлена задача аналитического определения и построения траектории криволинейного движения ее

кинематического центра, и на основе этого проведение анализа полученных взаимосвязанных характеристик неустановившегося поворота.

В качестве объекта исследований выбрана двухосная колесная машина со всеми управляемыми колесами и их поворотом относительно остова.

Методика исследования

Как правило, в основе как аналитических, так и экспериментальных методик исследования криволинейного движения колесной машины лежит круговой беспетлевой поворот, составляющие элементы которого можно найти в любом известном способе движения на повороте. Круговой поворот происходит с постепенным переходом от прямолинейного движения с бесконечно большим радиусом до минимального, затем идет процесс движения по кривой постоянного радиуса и на последнем участке осуществляется переход от минимального радиуса до бесконечно большого – при переходе с движения по кривой постоянного радиуса на прямолинейное движение.

Известно, что движение с переменным радиусом кривизны составляет приблизительно половину всей кривой траектории на повороте. Наибольшее отклонение от теоретической траектории движения наблюдается именно на одном из участков криволинейной траектории переменной кривизны – первом от начала совершения маневра, который называется «вход в поворот».

Третий характерный участок, также переменной кривизны, изучаемого способа поворота – «выход из поворота», как правило, принимается абсолютно «зеркальным» начальному этапу – входу в поворот. Это достаточно объективно, так как при выходе из поворота происходит снижение динамических нагрузок на машину и, как следствие, их составляющих, стремящихся отклонить ее от требуемой траектории движения.

Имеется опыт определения траектории входа в поворот с использованием метода нелинейной аппроксимации кусочно-гладкой функцией некоторой последовательности точек базовых элементов [5, 8], который показал свою высокую эффективность с возможностями дальнейшего совершенствования процесса автоматизированного проектирования с целью полного устранения этапа графической проработки траектории и автоматического учета всех предъявляемых к ней требований. Этот метод решил задачу наилучшего приближения точек траектории к заданной теоретической последовательности ее точек [2].

Для получения заданной теоретической траектории были выведены уравнения для определения абсцисс $x(t)$ и ординат $y(t)$ кинематического центра колесной машины при входе в поворот (рис. 1) как функций времени t [2]:

$$x(t) = v \int \sin \left[v \int \frac{\sin \{(\omega_1 + \omega_2)t\} dt}{\{0,5B(tg \omega_1 t + tg \omega_2 t) + L\} \cos \omega_1 t \cos \omega_2 t} \right] dt; \quad (1)$$

$$y(t) = v \int \cos \left[v \int \frac{\sin \{(\omega_1 + \omega_2)t\} dt}{\{0,5B(tg \omega_1 t + tg \omega_2 t) + L\} \cos \omega_1 t \cos \omega_2 t} \right] dt, \quad (2)$$

где v – скорость поступательного движения колесной машины, м/с;

ω_1 и ω_2 – угловые скорости поворота внутренних по отношению к центру поворота в поперечной плоскости относительно остова соответственно переднего и заднего колес, с⁻¹;

B – расстояние между осями шкворней рулевых трапеций передних и задних колес, м;

L – продольная (колесная) база машины, м.

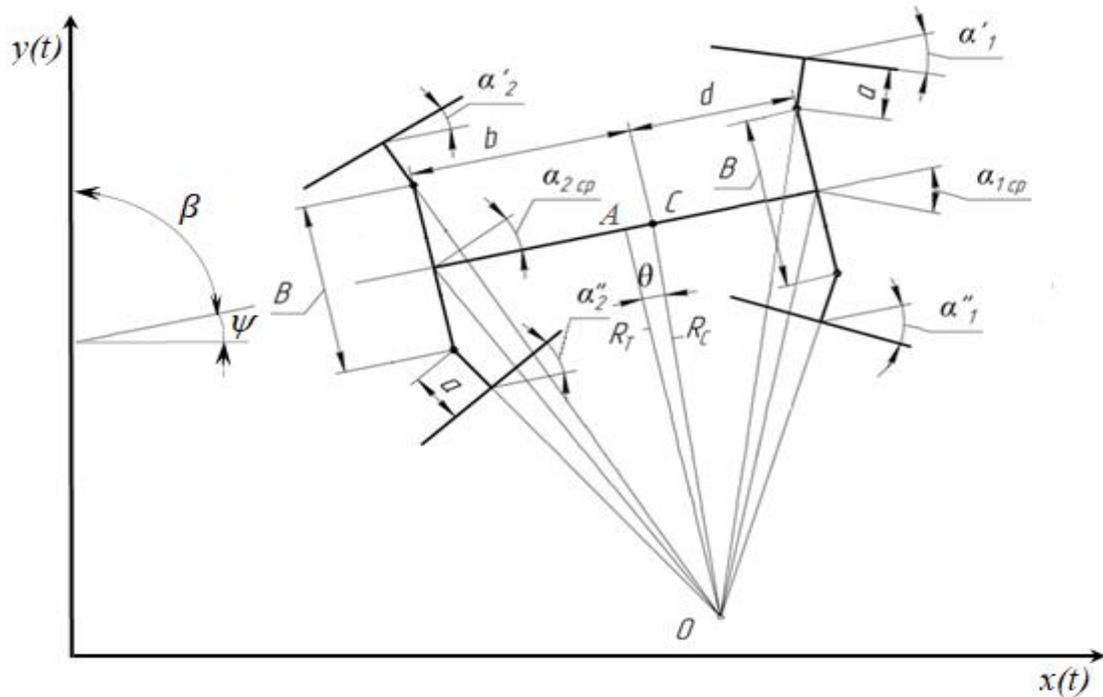


Рис. 1. Расчетная схема двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами

В приведенных формулах (1) и (2) принято вполне оправданное конструктивными особенностями большинства существующих типов современных колесных машин [10, 11] допущение о равенстве расстояний между осями шкворней передних и задних мостов, и заданы линейные функции $a_1'' = \omega_1 t$ и $a_2'' = \omega_2 t$, что соответствует равномерному вращению рулевого колеса и поэтому с достаточно высокой степенью точности – равномерному повороту управляемых колес на некоторые углы a_1'' и a_2'' .

Для упрощения вычислений принимаем, что $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, тогда уравнения (1) и (2) примут следующий вид:

$$x(t) = v \int \sin \left[v \int \frac{2 \sin \omega t \cos \omega t dt}{(B \operatorname{tg} \omega t + L) \cos^2 \omega t} \right] dt = v \int \sin \left[2v \int \frac{\sin \omega t dt}{(B \sin \omega t + L \cos \omega t)} \right] dt ; \quad (3)$$

$$y(t) = v \int \cos \left[2v \int \frac{\sin \omega t dt}{(B \sin \omega t + L \cos \omega t)} \right] dt . \quad (4)$$

Результаты и их обсуждение

За кинематический центр при выводе уравнений (1) и (2) принята точка A пересечения перпендикуляра, проведенного из мгновенного центра поворота, с продольной осью колесной машины. При этом кривая, которую будет очерчивать любая точка колесной машины на опорной поверхности, будет представлять собой кривую переменного (убывающего) радиуса (рис. 2 и 3) [1, 5, 8, 9].

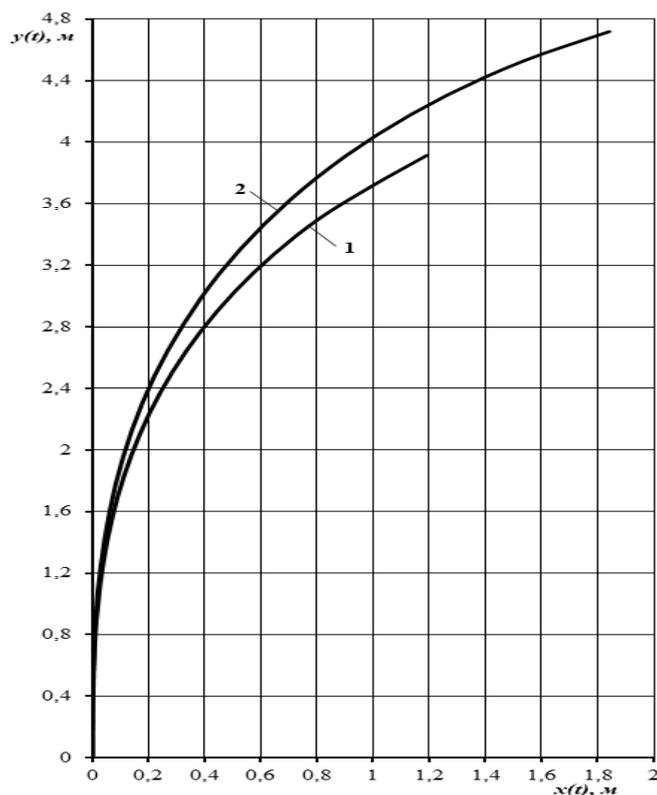


Рис. 2. Траектории движения колесной машины при входе в поворот при $\omega_1 = \omega_2 = 0,195 \text{ c}^{-1}$: 1 – $v = 1,41 \text{ м/с}$; 2 – $v = 1,78 \text{ м/с}$

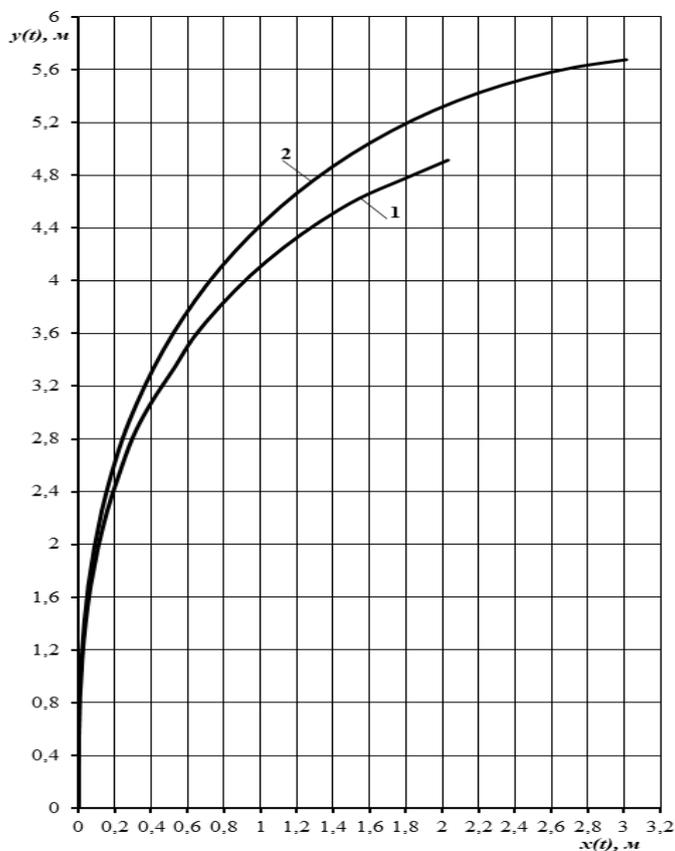


Рис. 3. Траектории движения колесной машины при входе в поворот при $v = 1,41 \text{ м/с}$: 1 – $\omega_1 = \omega_2 = 0,146 \text{ c}^{-1}$; 2 – $\omega_1 = \omega_2 = 0,117 \text{ c}^{-1}$

Расчеты проводились при следующих исходно-начальных параметрах, характеризующих конструктивно-геометрические и эксплуатационные особенности колесной машины [4]:

- продольная (колесная) база машины – $L = 2,6$ м;
- расстояние между осями шкворней рулевых трапеций передних и задних колес – $B = 1,8$ м;
- максимальные углы поворота управляемых колес $a_1'' = a_{1\max}'' = 33,5^\circ$ и $a_2'' = a_{2\max}'' = 33,5^\circ$.

При этом скорость поступательного движения колесной машины (v), угловые скорости поворота внутренних по отношению к центру поворота в поперечной плоскости относительно остова соответственно переднего и заднего колес (ω_1 и ω_2) и время движения до окончания маневра (t) являются переменными величинами.

В работе [1] опубликованы данные, полученные авторами при разработке теоретических основ метода оценки траектории, описываемой колесной машиной при входе в поворот передними управляемыми колесами, и выбора рациональных значений поступательной скорости движения v и угловой скорости поворота управляемых колес ω_1 ($\omega_2 = 0$), поэтому в представленной статье будем приводить не только результаты настоящих исследований, но и для сравнения – предыдущих [1], которые даются в скобках.

В результате расчетов получили, что при постоянных угловых скоростях поворота управляемых колес $\omega_1 = \omega_2 = 0,195 \text{ с}^{-1}$, что соответствует их повороту из нейтрального в крайние положения на максимальные углы $a_1'' = a_{1\max}'' = \omega_1 t_{\max}$ и $a_2'' = a_{2\max}'' = \omega_2 t_{\max}$ за время $t_{\max} = 3$ с, и при изменении поступательной скорости движения колесной машины v в интервале от 0,57 м/с (2,05 км/ч) до 1,78 м/с (6,41 км/ч) максимальная абсцисса кривой x_{\max} увеличилась в 9 раз – с 0,204 до 1,841 м (с 0,113 до 1,074 м – в 9,5 раза [1]), а максимальная ордината y_{\max} – в 2,8 раза – с 1,689 до 4,718 м (с 1,703 до 5,141 м – в 3 раза [1]) (рис. 4).

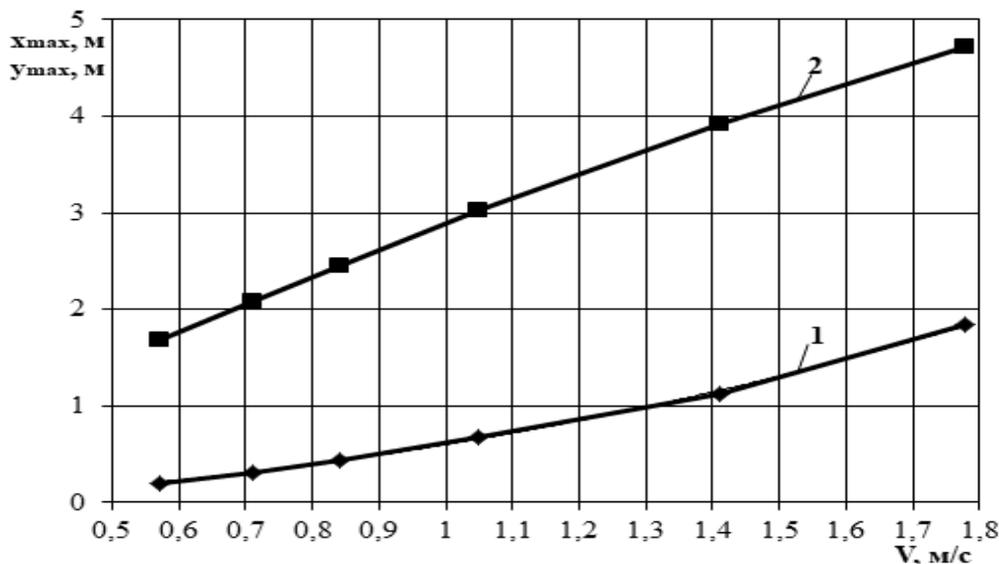


Рис. 4. Зависимости максимальных абсцисс и ординат кривых траектории движения колесной машины при входе в поворот от скорости движения при $\omega_1 = \omega_2 = 0,195 \text{ с}^{-1}$: 1 – x_{\max} ; 2 – y_{\max}

С ростом скоростей в принятом диапазоне площадь участка для выполнения изучаемого маневра всеми поворотными колесами увеличивается примерно в 25 раз, только передними – в 30 раз, но в этом случае она примерно в два раза меньше.

При постоянной скорости $v = 1,41$ м/с (5,08 км/ч) и изменении угловых скоростей в интервале от $\omega_1 = \omega_2 = 0,0974$ с⁻¹ до $\omega_1 = \omega_2 = 0,292$ с⁻¹, что соответствует диапазону времени поворота колес на углы $a_{1\max}''$ и $a_{2\max}''$ от 2 с до 6 с, получено:

x_{\max} с увеличением ω_1 и ω_2 уменьшается в 7,4 раза – с 4,055 до 0,545 м (с 2,585 до 0,305 м – в 8,5 раза [1]);

y_{\max} – примерно в 2,3 раза – с 6,186 до 2,725 м (с 7,689 до 2,79 м – примерно в 2,8 раза [1]) (рис. 5).

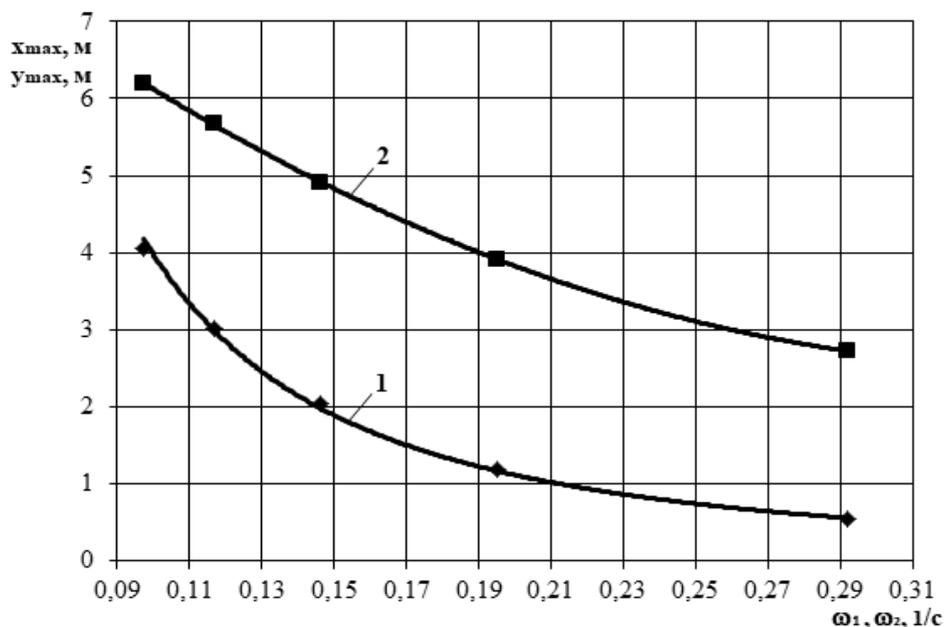


Рис. 5. Зависимости максимальных абсцисс и ординат траектории движения колесной машины при входе в поворот от угловых скоростей поворота управляемых колес при $v = 1,41$ м/с: 1 – x_{\max} ; 2 – y_{\max}

При повышении ω_1 и ω_2 с 0,0974 до 0,292 с⁻¹ площадь участка входа в поворот всеми управляемыми колесами уменьшается примерно в 9 раз, только передними – в 25 раз, но при этом она в 1,5–4 раза меньше.

Радиус кривизны ρ в любой точке кривой траектории (рис. 2, рис. 3) определяется по формуле (5) [3, 5, 8]

$$\rho = \left| \frac{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{1,5}}{\ddot{x}\dot{y} - \dot{y}\ddot{x}} \right|, \quad (5)$$

где x, y – координаты траектории, м;

$\dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}$ – соответственно первые и вторые производные от координат x и y по времени t .

Углы наклона продольной оси машины к осям абсцисс ψ и ординат β определяются, соответственно по следующим выражениям [3, 5, 8]:

$$\psi = \arctg \frac{dy}{dx}; \quad (6)$$

$$\beta = \arctg \frac{dx}{dy}. \quad (7)$$

Длина любого участка траектории l – расстояние от начала координат (от начала совершения маневра) до изучаемой ее точки вычисляется по формуле (8) [3, 5, 8]

$$l = \int_0^{\tau} \left[\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \right]^{0,5} dt, \quad (8)$$

где τ – время хода машины от начала совершения маневра до изучаемой точки, с.

Выполнив расчеты по формуле (5) в верхних точках всех кривых (рис. 2 и 3), получили $\rho_{min} = 2,89$ м ($\rho_{min} = 4,85$ м [1]), что соответствует значению минимального теоретического радиуса R_T , приведенному в технических характеристиках некоторых колесных машин при $L = 2,6$ м, $B = 1,8$ м, $a_{1cp} = a_{2cp} = 24,19^\circ$, что соответствует $a_{1max}'' = a_{2max}'' = 33,5^\circ$ [4].

В результате расчетов по формулам (6) и (7) получили следующие значения анализируемых параметров:

1) при $\omega_1 = \omega_2 = 0,195$ с⁻¹ и при $v = 1,41$ м/с

$\psi = 41,01^\circ$ и $\beta = 48,99^\circ$ ($\psi = 62,23^\circ$ и $\beta = 27,77^\circ$ [1]);

при $\omega_1 = \omega_2 = 0,195$ с⁻¹ и $v = 1,78$ м/с:

$\psi = 28,16^\circ$ и $\beta = 61,84^\circ$ ($\psi = 54,95^\circ$ и $\beta = 35,05^\circ$ [1]) (рис. 1 и 2);

2) при $v = 1,41$ м/с и $\omega_1 = \omega_2 = 0,117$ с⁻¹:

$\psi = 8,35^\circ$ и $\beta = 81,65^\circ$ ($\psi = 43,72^\circ$ и $\beta = 46,28^\circ$ [1]);

при той же скорости v , но при $\omega_1 = \omega_2 = 0,146$ с⁻¹:

$\psi = 24,78^\circ$ и $\beta = 65,22^\circ$ ($\psi = 53,04^\circ$ и $\beta = 36,96^\circ$ [1]) (рис. 1 и 3).

Угол наклона продольной оси машины к оси ординат β – это угол поворота машины в пределах участка входа в поворот, а так как $\psi + \beta = 90^\circ$, то угол наклона продольной оси машины к оси абсцисс ψ – это угол поворота машины по кривой постоянного радиуса (дуге окружности) до момента совершения половины разворота, то есть поворота на угол 90° . Таким образом, двухосная колесная машина со всеми управляемыми колесами совершает маневр поворота с более коротким участком круговой кривой, равным $2\rho\psi$, а следовательно, и более короткой траекторией.

Так как продольная ось машины в любой момент времени (рис. 1) является касательной к кривой траектории (рис. 2 и 3), то угол ее наклона к оси координат вместе с окружностью радиусом R_T – траекторией участка установившегося движения, следующим за рассматриваемым, определяет положение ее центра и характер сопряжения кривых двух этапов поворота и оказывает влияние на общую площадь участка для совершения поворота.

Зная координаты траектории кинематического центра машины (2) и (3), определение координат траекторий и других кинематических параметров любой ее точки возможно из тригонометрических соображений [2] при начально известных или вычисленных в процессе настоящих исследований эксплуатационных или конструктивных параметрах (в том числе указанных на рис. 1).

Результаты представленных исследований дают возможность провести выбор рациональных эксплуатационных и конструктивных параметров двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами исходя из оценки параметров кривой траектории переменного радиуса входа в поворот.

Выводы

1. Поворот двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами в сравнении с колесной машиной с передними управляемыми колесами при постоянных угловых скоростях поворота управляемых колес $0,195 \text{ с}^{-1}$ и изменении поступательной скорости движения колесной машины в интервале от $0,57 \text{ м/с}$ ($2,05 \text{ км/ч}$) до $1,78 \text{ м/с}$ ($6,41 \text{ км/ч}$) характеризуется увеличением максимальной абсциссы участка входа в поворот в $1,71$ – $1,81$ раза и сокращением максимальной ординаты участка входа в поворот на 1 – 8% .

2. Поворот двухосной колесной машины со всеми управляемыми колесами в сравнении с колесной машиной с передними управляемыми колесами при постоянной поступательной скорости движения $1,41 \text{ м/с}$ ($5,08 \text{ км/ч}$) и изменении угловых скоростей поворота управляемых колес от $0,0974$ до $0,292 \text{ с}^{-1}$ характеризуется увеличением максимальной абсциссы участка входа в поворот в $1,57$ – $1,77$ раза и сокращением максимальной ординаты участка входа в поворот на $24,3$ – $2,4\%$.

3. Двухосная колесная машина со всеми управляемыми колесами в сравнении с колесной машиной с передними управляемыми колесами отличается значительно меньшим минимальным теоретическим радиусом поворота (в $1,68$ раза), а также более коротким участком круговой кривой (в $2,54$ – $8,81$ раза короче), а следовательно, и более короткой траекторией поворота.

Таким образом, в стесненных условиях, когда ограничена зона поворота, целесообразно использовать двухосную колесную машину со всеми управляемыми колесами.

Список источников

1. Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В. Оценка параметров клотоидной траектории входа в поворот колесной машины // Наука в Центральной России. 2022. № 2(56). С. 30–37. DOI: 10.35887/2305-2538-2022-2-30-37.
2. Беляев А.Н. Повышение эффективности работы машинно-тракторных агрегатов на базе интегральных универсально-пропашных колесных тракторов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01. Мичуринск-наукоград, 2019. 440 с.
3. Болотин С.В., Карапетян А.В., Кугушев Е.И. и др. Теоретическая механика: учебник для студентов учреждений высшего профессионального образования. Москва: Издательский центр «Академия», 2010. 432 с.
4. Виноградов К.Н., Дурманов А.С., Киселев Н.И. и др. Обоснование параметров и конструкции универсально-пропашного трактора повышенной эффективности. Воронеж: Изд-во Воронежского государственного университета, 1978. 164 с.
5. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. 12-е изд., стер. Москва: Наука, 1977. 871 с.
6. ГОСТ Р 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Москва: Стандартинформ, 2013. 54 с.
7. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: теория. Москва: Машиностроение, 1988. 374 с.
8. Дьяконов В.П. Энциклопедия компьютерной алгебры. Москва: ДМК-Пресс, 2009. 1264 с.
9. Салминен Э.О., Грехов Г.Ф., Тюрин Н.А. и др. Транспорт леса: учебник; в 2 т. Т. 1. Сухопутный транспорт. Москва: Издательский центр «Академия», 2009. 368 с.
10. Скотников В.А., Мащенко 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. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов. Минск: Дизайн ПРО, 1997. 640 с.

References

1. Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V. Estimation of the parameters of the clotoid trajectory of the entrance to the turn of a wheeled vehicle. *Science in the Central Russia*. 2022;2(56):30-37. DOI: 10.35887/2305-2538-2022-2-30-37. (In Russ.).
2. Belyaev A.N. Improving the efficiency of machine-tractor units based on integral universal-rowed wheeled tractors: Doctoral Dissertation in Engineering Sciences: 05.20.01. Michurinsk-naukograd; 2019. 440 p. (In Russ.).
3. Bolotin S.V., Karapetyan A.V., Kugushev E.I. et al. Theoretical mechanics: textbook for students of institutions of higher professional education. Moscow: Publishing Center "Academiya"; 2010. 432 p. (In Russ.).
4. Vinogradov K.N., Durmanov A.S., Kiselev N.I. et al. Substantiation of the parameters and design of a universal-row tractor of increased efficiency. Voronezh: Voronezh State University Publishers; 1978. 164 p. (In Russ.).
5. Vygodskiy M.Ya. Handbook on Higher Mathematics. 12th stereotyped edition. Moscow: Nauka Publishers; 1961. 871 p. (In Russ.).
6. GOST R 31507-2012. Road vehicles. Handling and stability. Technical requirements. Test methods. Moscow: Standartinform Publishers; 2013. 54 p. (In Russ.).
7. 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.).
8. Diakonov V.P. Encyclopedia of Computer Algebra. Moscow: DMK-Press; 2009. 1264 p. (In Russ.).
9. Salminen E.O., Grekhov G.F., Tyurin N.A. et al. Forestry Transport : in 2 vols. Vol. 1. Land Transport. Moscow: Publishing Center "Academy"; 2009. 368 p. (In Russ.).
10. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. Foundations of the theory and calculation of a tractor and a car. Moscow: Agropromizdat; 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. Tarasik V.P. Mathematical Modeling of Engineering Systems: textbook for Institution of Higher Education. Minsk: Design PRO Publishers; 1997. 640 p. (In Russ.).

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.

Д.Н. Афоничев – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой электротехники и автоматизации ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», dmafonichev@yandex.ru.

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

Н.М. Дерканосова – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой товароведения и экспертизы товаров, проректор по учебной работе ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», kommerce05@list.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.

D.N. Afonichev, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Dept. of Electrical Engineering and Automation, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, dmafonichev@yandex.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.

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.

N.M. Derkanosova, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Dept. of Merchandizing and Expert Examination of Goods, Pro-Rector for Academic Affairs, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, kommerce05@list.ru.

Статья поступила в редакцию 11.11.2023; одобрена после рецензирования 15.12.2023; принята к публикации 22.12.2023.

The article was submitted 11.11.2023; approved after reviewing 15.12.2023; accepted for publication 22.12.2023.

© Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В., Оробинский В.И., Дерканосова Н.М., 2024
