

К СОГЛАСОВАНИЮ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВОРОТА КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ

Беляев Александр Николаевич¹
Тришина Татьяна Владимировна¹
Брюховецкий Андрей Николаевич²
Высоцкая Ирина Алевтиновна³

¹Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

²Луганский национальный аграрный университет

³Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
Министерства обороны Российской Федерации

В теории тракторов и автомобилей основным критерием оценки эксплуатационных свойств колёсной машины (манёвренность, управляемость, устойчивость движения), как правило, является минимальный теоретический радиус поворота. Однако известные расчётные формулы для исследования кинематики различных способов поворота колёсной машины, в том числе и определения минимального радиуса поворота, имеют допущения, которые не позволяют реализовать рациональный алгоритм исследований и влияют на конечный результат. Так, для упрощения расчётов в качестве исходных данных принимаются средние углы поворота колёс переднего и заднего мостов. Представлены расчётные зависимости для определения кинематических характеристик криволинейного движения колёсной машины, проведены расчёты с их использованием, выполнено сравнение полученных результатов с опубликованными ранее данными. Предлагаемые формулы позволяют определить минимальный теоретический радиус поворота, средние углы поворота колёс переднего и заднего мостов, углы поворота наружных по отношению к центру поворота колёс мостов в зависимости от следующих параметров, определяемых конструктивными особенностями машины: продольной базы, ширины колеи и углов поворота внутренних колёс мостов. Результаты исследований предлагается применять при определении указанных кинематических параметров поворота колёсной машины с целью выбора оптимальных режимов управления поворотом колёс, рациональных величин продольной базы и ширины колеи, выявления закономерностей их изменения для обеспечения требуемых характеристик манёвренности, управляемости и устойчивости. Многовариантность предложенных формул и полученных результатов для одних и тех же параметров, а также сравнение результатов расчётов с уже известными дают основание сделать вывод о корректности проведённых исследований.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: колёсная машина, кинематика поворота, манёвренность, управляемость, устойчивость.

SELECTION JUSTIFICATION OF KINEMATIC CHARACTERISTICS OF A WHEELED VEHICLE STEERING MOTION

Belyaev Alexander N.¹
Trishina Tatyana V.¹
Bryukhovetsky Andrey N.²
Vysotskaya Irina A.³

¹Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

²Lugansk National Agrarian University

³Military Educational and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin
Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defence of the Russian Federation

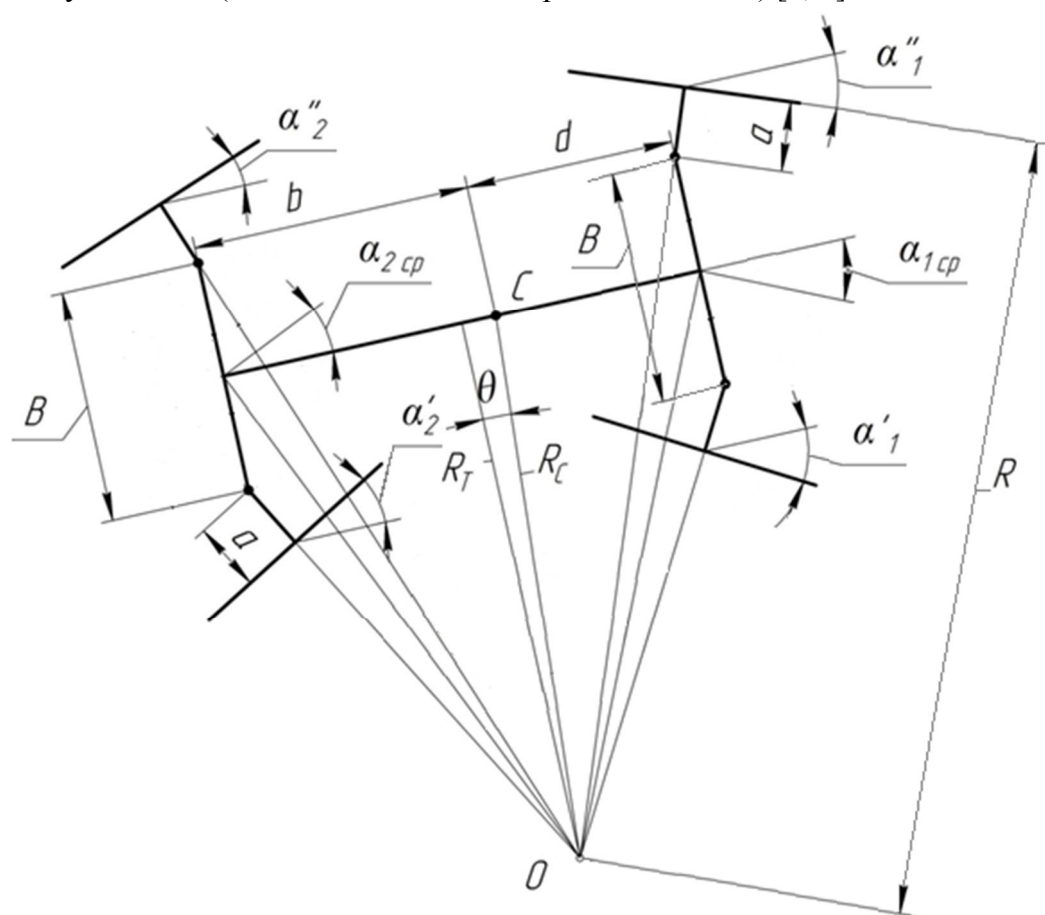
In the theory of tractors and automobiles, minimal theoretical turning radius is tend to be one of the main criterion for evaluating performance properties of a wheeled vehicle (maneuverability, handling, stability of motion). However, the well known calculation formulas for studying the kinematics of various ways of a wheeled vehicle turning, including determining minimal turning radius, have assumptions that do not allow implementing a rational research algorithm and affect the final result. For example, to simplify calculations, the average turning angles of the wheels of the front and rear axles are taken as an input data. The authors present estimated dependences for determining kinematic characteristics of the curvilinear motion of a wheeled vehicle, perform calculations using

them, and compare the obtained results with previously published data. The proposed formulas allow determining theoretical minimal turnig radius, the average turning angles of the wheels of the front and rear axles, the average turning angles of the outside wheels towards the center of turn of the wheels of the axles depending on the following parameters that are predefined due to structural features of the machine, specifically by longitudinal axle base, wheel center distance, and turning angles of the inside wheels of the axles. The results of the research are proposed to be used at determining the kinematic parameters of a wheeled vehicle turning in order to select the optimal control modes for turning, rational values of the longitudinal axle base and wheel center distance, as well as for identification of patterns of their changes to ensure the required characteristics of maneuverability, stability of motion and handling. The multivariance of the proposed formulas and the results obtained for one and the same parameters, as well as the comparison of the calculation results with those already known, give reason to make the conclusion on the research data accuracy.

KEYWORDS: wheeled vehicle, kinematics of turning, maneuverability, stability of motion and handling.

В теории тракторов и автомобилей основным критерием оценки таких эксплуатационных свойств колёсной машины, как манёвренность, управляемость и устойчивость движения, как правило, является минимальный теоретический радиус поворота [1, 2, 4, 5, 6].

Под минимальным теоретическим радиусом поворота колёсного энергетического средства (трактора, автомобиля) R_T (см. рис.) понимается кратчайшее расстояние от мгновенного центра поворота до его продольной оси, определённое без учёта явления бокового увода шин (жёсткие в боковом направлении шины) [5, 6].



Расчётная схема поворота двухосной колёсной машины

Наиболее распространённый кинематический способ поворота колёсной машины реализуется, как правило, отклонением направляющих управляемых колёс относительно остова (рамы). Чаще всего в расчётах используется универсальная формула для определения минимального теоретического радиуса поворота двухосной колёсной ма-

шины со всеми управляемыми колёсами поворотом их в разные стороны относительно её остова [5, 6, 9, 10]

$$R_T = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha_{1cp} + \operatorname{tg}\alpha_{2cp}}, \quad (1)$$

где L – продольная база машины, м;

α_{1cp} и α_{2cp} – соответственно средние углы поворотов колёс передней и задней осей машины, град.

При наиболее характерном случае поворота машины только передними управляемыми колёсами ($\alpha_{2cp} = 0$)

$$R_T = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha_{1cp}}. \quad (2)$$

Согласно (1) и (2) минимальный теоретический радиус поворота R_T зависит от базы машины L и возможных максимальных средних углов $\alpha_{1cp\ max}$ и $\alpha_{2cp\ max}$ отклонения колёс переднего и заднего мостов от нейтрального положения.

Как следует из результатов исследований, ранее проведённых профессором А.Н. Беляевым [1], в формулах (1) и (2) не установлена взаимосвязь между начальными конструктивными, эксплуатационными и кинематическими параметрами, каковыми, наряду с базой машины L , являются расстояния между осями шкворней B (в [1, 4, 5, 6] и в представленной работе приняты равными для переднего и заднего мостов, что соответствует реальным конструктивным характеристикам тракторов и автомобилей) и углы поворотов внутренних передних и задних управляемых колёс, соответственно α'_1 и α'_2 .

Профессором А.Н. Беляевым также была предложена следующая расчётная формула для определения минимального теоретического радиуса поворота двухосной колёсной машины со всеми управляемыми колёсами [1]

$$R_T = \frac{\left[\frac{B}{2} (\operatorname{tg}\alpha'_1 + \operatorname{tg}\alpha'_2) + L \right] \cos\alpha'_1 \cos\alpha'_2}{\sin(\alpha'_1 + \alpha'_2)}. \quad (3)$$

Для машины с передними управляемыми колёсами минимальный теоретический радиус поворота будет определяться по формуле

$$R_T = \frac{\left[\frac{B}{2} \operatorname{tg}\alpha'_1 + L \right] \cos\alpha'_1}{\sin\alpha'_1}. \quad (4)$$

Исходя из (3) и (4) радиус R_T можно варьировать, изменяя базу машины L , расстояние между осями шкворней B и максимальные углы α'_{1max} и α'_{2max} отклонения внутренних по отношению к центру поворота колёс переднего и заднего её мостов от нейтрального положения.

Очевидно, угол поворота управляемых колёс должен быть максимальным для обеспечения минимального радиуса поворота.

Если управляемыми являются колёса и передней, и задней осей, то для того чтобы они двигались по одной колее (с целью уменьшения сопротивления на деформированном грунте) и радиус поворота был наименьшим, углы поворота колёс должны быть одинаковыми: $\alpha'_1 = \alpha'_2$ и $\alpha''_1 = \alpha''_2$ [5], что, в свою очередь, упрощает расчёты.

Значения R_T , полученные по расчётным зависимостям (1)–(4), используются для оценки управляемости, манёвренности и устойчивости колёсной машины, а также в формулах для определения радиусов кривизны и траекторий движения её других характерных точек и различных углов поворота управляемых колёс [1].

С целью подтверждения корректности предлагаемых расчётных зависимостей, с их использованием определим некоторые кинематические характеристики трактора РТМ-160 с учётом значений параметров, соответствующих его техническим характеристикам [7]:

$$L = 2,765 \text{ м};$$

$$B = 1,8 \text{ м};$$

$$\alpha'_{1max} = \alpha'_{2max} = 33^{\circ}30'.$$

Расчёты радиусов R_T при одних и тех же исходных данных [7] как по формулам (1) и (2), так и по формулам (3) и (4) дают абсолютно идентичные результаты для исследуемых способов поворота:

$$R_T = 5,077 \text{ м при повороте передними управляемыми колёсами } (\alpha'_2 = \alpha''_2 = 0);$$

$$R_T = 2,989 \text{ м при повороте передними и задними управляемыми колёсами.}$$

При этом сходимость результатов обеспечивается лишь в том случае, если расчёт величин углов $\alpha_{1cp\ max}$ и $\alpha_{2cp\ max}$ в формулах (1)–(4) проводится в соответствии с результатами исследований, приведёнными в работе [1] с использованием следующих зависимостей:

$$tg\alpha_{1cp} = \frac{tg\alpha'_1(2R_T - B)}{2R_T}, \quad (5)$$

$$tg\alpha_{2cp} = \frac{2L - tg\alpha'_1(2R_T - B)}{2R_T}, \quad (6)$$

$$tg\alpha_{1cp} = \frac{L - tg\alpha'_2(R_T - \frac{B}{2})}{R_T}, \quad (7)$$

$$tg\alpha_{2cp} = \frac{tg\alpha'_2(2R_T - B)}{2R_T}, \quad (8)$$

а не как полусумма, например, углов поворотов наружного и внутреннего по отношению к центру поворота колёс соответствующего моста [4, 5].

При этом радиус поворота по переднему наружному колесу, определённый по формуле [1]

$$R = \frac{R_T + 0,5B + a \cos\alpha''_1}{\cos\alpha''_1}, \quad (9)$$

где a – плечо обката (м), соответствует значениям, указанным производителем в технических характеристиках трактора РТМ-160:

$$R = 6,3 \text{ м при повороте только передними управляемыми колёсами};$$

$$R = 4,5 \text{ м при повороте передними и задними управляемыми колёсами [7].}$$

Предложенная методика позволяет также определить радиус любой другой характерной точки машины [1, 8].

Поскольку, например, оценивать кинематику мобильного энергетического средства принято по траектории движения её центра масс, то для определения радиуса поворота центра масс, значения которого для рассматриваемого конкретного случая равны соответственно $R_C = 5,343 \text{ м}$ и $R_C = 3,022 \text{ м}$, можно воспользоваться формулой

$$R_C = \sqrt{(tg\alpha'_1(R_T - \frac{B}{2}) - d)^2 + R_T^2}, \quad (10)$$

где d – расстояние от переднего моста до центра тяжести (точка C на рисунке).

Как видно, при использовании выражений (1) и (2), (3) и (4) получаем идентичные результаты. Но прежде чем применять формулу (1) или формулу (2), необходимо провести расчёт или задаться значениями α_{1cp} и α_{2cp} .

В работах [4, 5, 6], авторы которых рекомендуют для определения R_T применять формулы (1) и (2), в рассматриваемых алгоритмах не предусмотрены расчётные зависимости для α_{1cp} и α_{2cp} , так как эти параметры принимаются в качестве исходных данных, что, по нашему мнению, необоснованно и нецелесообразно, а, скорее всего, предлагается для упрощения расчётов [1, 4].

Исходными данными должны быть углы поворотов внутренних по отношению к центру поворота машины колёс α'_1 и α'_2 , так как они ограничиваются конструкцией машины: повернутые на максимальный угол эти управляемые колёса не должны касаться остова машины, в противном случае возникает необходимость увеличения ширины колеи [4, 5].

При необходимости, расчёт α_{1cp} и α_{2cp} можно проводить с применением формул (5)–(8), что и было выполнено. Также были выполнены расчёты R_T по формулам (1) и (2), в результате которых были получены следующие значения:

а) при повороте передними и задними колёсами:

при $L = 2,765$ м, $B = 1,8$ м и $\alpha'_{1max} = \alpha'_{2max} = 33^\circ 30'$ — →

$\alpha_{1cp max} = \alpha_{2cp max} = 24^\circ 50'$ и $\alpha''_{1max} = \alpha''_{2max} = 19^\circ 35'$;

б) при повороте только передними колёсами:

при $L = 2,765$ м, $B = 1,8$ м и $\alpha'_{1max} = 33^\circ 30'$, $\alpha'_{2max} = 0^\circ$ — →

$\alpha_{1cp max} = 28^\circ 34'$, $\alpha_{2cp max} = 0^\circ$ и $\alpha''_{1max} = 24^\circ 50'$, $\alpha''_{2max} = 0^\circ$.

В первом случае при расчёте средних углов поворота колёс мостов как суммы наружного и внутреннего углов получаем следующие результаты:

$$\alpha_{1cp max} = (\alpha'_{1max} + \alpha''_{1max})/2 = 26^\circ 32',$$

$$\alpha_{2cp max} = (\alpha'_{2max} + \alpha''_{2max})/2 = 26^\circ 32'.$$

В первом случае расхождение с результатами, определёнными по формулам (5)–(8), составило $1^\circ 43'$, или 6,5%, во втором случае при $\alpha_{1cp max} = 29^\circ 10'$ и $\alpha_{2cp max} = 0^\circ$ расхождение было $0^\circ 35'$, или 2,02%.

Таким образом, при необходимости получения более точных расчётов желательно применять формулы (5)–(8) для определения α_{1cp} и α_{2cp} , особенно для варианта поворота всеми колёсами.

Для того чтобы все колёса машины при совершении поворота двигались без скольжения, наружное и внутреннее колёса каждого моста должны поворачиваться на разные углы – соответственно α'_1 и α''_1 , α'_2 и α''_2 (см. рис.), которые в работе [6] определены из кинематики поворота трактора, а в работе [5] – из кинематики поворота автомобиля через средние углы поворота управляемых колёс каждого моста:

$$tg\alpha'_1 = \frac{Ltg\alpha_{1cp}}{L - 0,5B(tg\alpha_{1cp} + tg\alpha_{2cp})}, \quad (11)$$

$$tg\alpha'_2 = \frac{Ltg\alpha_{2cp}}{L - 0,5B(tg\alpha_{1cp} + tg\alpha_{2cp})}, \quad (12)$$

$$tg\alpha''_1 = \frac{Ltg\alpha_{1cp}}{L + 0,5B(tg\alpha_{1cp} + tg\alpha_{2cp})}, \quad (13)$$

$$tg\alpha''_2 = \frac{Ltg\alpha_{2cp}}{L + 0,5B(tg\alpha_{1cp} + tg\alpha_{2cp})}. \quad (14)$$

С учётом формул (11)–(14) получены выражения для определения соотношения между углами поворота переднего и заднего мостов [5, 6]:

$$ctg\alpha_1'' - ctg\alpha_1' = \frac{B(tg\alpha_{1cp} + tg\alpha_{2cp})}{Ltg\alpha_{1cp}}, \quad (15)$$

$$ctg\alpha_2'' - ctg\alpha_2' = \frac{B(tg\alpha_{1cp} + tg\alpha_{2cp})}{Ltg\alpha_{2cp}}. \quad (16)$$

В работе [1] углы α_{1cp} , α_{2cp} , α_1'' и α_2'' также определены из кинематики поворота трактора, вследствие чего соотношения между углами поворота переднего и заднего мостов получены в следующем виде:

$$ctg\alpha_1'' - ctg\alpha_1' = \frac{B}{R_T tg\alpha_{1cp}}, \quad (17)$$

$$ctg\alpha_2'' - ctg\alpha_2' = \frac{B}{R_T tg\alpha_{2cp}}, \quad (18)$$

где, как следует из [1]:

$$tg\alpha_1'' = \frac{tg\alpha_1'(2R_T - B)}{2R_T + B}, \quad (19)$$

$$tg\alpha_2'' = \frac{2L - tg\alpha_1'(R_T - B)}{2R_T + B}, \quad (20)$$

$$tg\alpha_1'' = \frac{L - tg\alpha_2'(R_T - \frac{B}{2})}{R_T + \frac{B}{2}}, \quad (21)$$

$$tg\alpha_2'' = \frac{tg\alpha_2'(2R_T - B')}{2R_T + B'}. \quad (22)$$

Приведённые соотношения (15)–(18) обеспечиваются рулевой трапецией [3, 4, 5, 6], при этом расчёты по формулам (15) и (16), а также (17) и (18) дают идентичные результаты.

Если ширина колеи у машины регулируется, то соотношения (15)–(18) выдерживаются с достаточной точностью лишь при определённых параметрах рулевой трапеции, в соответствии с которыми и осуществляется расстановка колёс. При изменении величины B соотношения (15)–(18) нарушаются, изменяются углы α_{1cp} и α_{2cp} (5)–(8) и радиус R_T (1)–(4), что является подтверждением необходимости использования для расчёта минимального теоретического радиуса поворота зависимостей (3) и (4).

Таким образом, использование формул (3)–(10) и (17)–(22) позволит с достаточно высокой степенью точности оценить кинематические параметры криволинейного движения колёсной машины при различных способах поворота.

Многовариантность предложенных формул и полученных результатов для одних и тех же параметров, а также сравнение результатов расчётов с уже известными дают основание сделать вывод о корректности проведённых исследований.

Установленная в формулах (3) и (4) взаимосвязь между начальными известными конструктивными и эксплуатационными параметрами позволяет использовать рассчитанные по ним величины минимального теоретического радиуса поворота для определения других кинематических характеристик поворота колёсной машины.

Библиографический список

1. Беляев А.Н. Повышение эффективности работы машинно-тракторных агрегатов на базе интегральных универсально-пропашных колёсных тракторов : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01 / А.Н. Беляев. – Мичуринск-наукоград, 2019. – 440 с.
2. Козлов Д.Г. Повышение манёвренности интегрального трактора / Д.Г. Козлов, К.А. Манаенков // Вестник Мичуринского государственного аграрного университета. – 2014. – № 4. – С. 50–55.
3. Козлов Д.Г. Рулевой привод универсально-пропашного трактора со всеми управляемыми колёсами / Д.Г. Козлов, А.С. Дурманов // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 9. – С. 14–18.
4. Скотников В.А. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля : учеб. пособие для вузов / В.А. Скотников, А.А. Мащенко, А.С. Солонский ; под. ред. В.А. Скотникова. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 383 с.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин : учебник для машиностроительных спец. вузов / Г.А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – Москва : Машиностроение, 1990. – 352 с.
6. Тракторы: теория : учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – Москва : Машиностроение, 1988. – 374 с.
7. Тракторы РТМ-160 и РТМ-160У. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание / А.С. Дурманов, Ю.А. Коцарь, Г.А. Головащенко, С.В. Плужников. – Саратов : Научная книга, 2006. – 155 с.
8. Computation of Vehicle Motion Path upon Entering Turn / A.N. Belyaev, V.G. Kozlov, I.A. Vysotskaya, T.V. Trishina // International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT). – 2019. – Vol. 9, No. 1. – Pp. 4527–4531.
9. Mammari S. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering / S. Mammari, V.B. Baghdassarian // Proceedings of the American Control Conference. – 2000. – Vol. 1 (6). – Pp. 105–109. DOI: 10.1109/ACC.2000.878782.
10. Ryu J.-C. Estimation of vehicle roll and road bank angle / J.-C. Ryu, J.C. Gerdes // Proceedings of the 2004 American Control Conference. – 2004. – Vol. 3. – Pp. 2110–2115. DOI:10.23919/acc.2004.1383772.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ Принадлежность к организации

Александр Николаевич Беляев – доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru.

Татьяна Владимировна Тришина – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: tata344@rambler.ru.

Андрей Николаевич Брюховецкий – кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой тракторов и автомобилей, проректор по учебной и научно-педагогической работе ГОУ ЛНР «Луганский национальный аграрный университет», ЛНР, г. Луганск, e-mail: bruhoveckiy@rambler.ru.

Ирина Алевтиновна Высоцкая – кандидат физико-математических наук, преподаватель кафедры математики ФГКВУ ВО «Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж) Министерства обороны Российской Федерации, Россия, г. Воронеж, e-mail: i.a.trishina@gmail.com.

Дата поступления в редакцию 28.07.2020

Дата принятия к печати 06.09.2020

AUTHOR CREDENTIALS Affiliations

Alexander N. Belyaev, Doctor of Engineering Sciences, Docent, Head of the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: aifkm_belyaev@mail.ru.

Tatyana V. Trishina, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: tata344@rambler.ru.

Andrey N. Bryukhovetsky, Candidate of Engineering Sciences, Docent, Head of the Dept. of Tractors and Automobiles, Vice-rector for Academic Affairs and Research & Pedagogic Work, Lugansk National Agrarian University, LNR, Lugansk, e-mail: bruhoveckiy@rambler.ru.

Irina A. Vysotskaya, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Lecturer, the Dept. of Mathematics, Military Educational and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defence of the Russian Federation, Russia, Voronezh, e-mail: i.a.trishina@gmail.com.

Received July 28, 2020

Accepted after revision September 06, 2020