

Транспорт

УДК 629.3.021

DOI: 10.30987/1999-8775-2020-11-52-58

Р.А. Закиров, Ю.М. Землянский, С.В. Кондаков, И.А. Подживотова

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЗВОРОТА НА МЕСТЕ
ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ
МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА ПРИ НЕЙТРАЛИ В КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ**

Исследовано функционирование двухпоточной гидромеханической трансмиссии промышленного трактора. Разработана математическая модель для описания разворота трактора на месте. Получены графики переходного процесса входа в поворот и установившегося разворота на месте. Доказа-

но, что специального тормоза для остановки водил планетарных механизмов в указанных условиях не требуется.

Ключевые слова: трансмиссия, передача, планетарные механизмы, разворот, гидрообъемная передача.

R.A. Zakirov, Yu.M. Zemlyansky, S.V. Kondakov, I.A. Podzhivotova

**THEORETICAL SUBSTANTIATION OF CATERPILLAR TURN
IN PLACE WITH DIFFERENTIAL STEERING
GEAR AT NEUTRAL IN TRANSMISSION**

The paper is dedicated to the operation investigation of the two-flow hydro-mechanical transmission of industrial tractor consisting of a hydro-transformer and a planetary gearbox in a basic flow of power ensuring rectilinear motion, and a hydro-volume gear in the second flow ensuring rotation speed difference of caterpillar tracks, and, accordingly a tractor turn. A turn in place of a track machine is ensured with the differential variable-ratio gear of turning on the basis of a hydro-volume gear.

The investigation method – simulation. In the course of investigations there was created a simulator describing adequately a turn in place of a caterpillar with a differential turning gear based on a hydro-volume gear.

The solution is carried out in the ALTAIR EMBED programming environment. There are made diagrams of the process of going into a turn in place and a

steady-state turn in place. At that there was accepted an assumption that the resistance to rotation of the right and left driving wheels of a tractor is equal as it is impossible to suppose that under caterpillars there can be soil with properties different considerably as the rotation takes place in the same place.

The analysis has shown that the left and right sides balance each other at the turn on homogeneous soil. The application of a braking device in a general link of the differential variable-ratio in the turning mechanism is optional. The results can be used for example for the further scientific work in the field of quantitative assessment of skidding during tractor rotation round a gravity center having a substantial influence upon controlled kinematic parameters of a tracked vehicle – an angular velocity of turning in place.

Key words: transmission, gear, planetary mechanisms, turning, hydro-volume gear.

Введение

На большинстве гусеничных промышленных тракторах применяют традиционную кинематическую схему моторно-трансмиссионной установки (МТУ), в которой мощность на ведущие колеса подводится от коробки передач, задний мост и бортовые редукторы. Задний мост содержит центральную (коническую) передачу, разделяющую силовой поток, и механизмы поворота. Такие МТУ хорошо сочетают

относительную простоту конструкции, не высокую металлоемкость, широкие компоновочные возможности и сравнительно высокий КПД передачи.

В данной схеме возможны разнообразные кинематические схемы МТУ более низкого уровня. В русле действующих тенденций [1–5] перспективным является кинематическая схема МТУ с гидромеханической трансмиссией (ГМТ), содержа-

щей гидрообъемные передачи (ГОП). Гидромеханическая часть трансмиссии и ГОП создают два независимых параллельных потока мощности, которые далее эффективно используются в двухпоточном дифференциальном механизме поворота трактора.

Теоретическая часть

Применение ГОП в двухпоточном механизме поворота трактора позволяет получить прирост производительности при сохранении КПД трансмиссии на уровне простой механической.

Схема двухпоточного механизма поворота с дифференциальным звеном показана на рис. 1.

При прямолинейном движении трактора силовой поток от гидромеханической коробки передач (КП), в состав которой входит гидротрансформатор (ГТ), поступает на центральную (коническую) передачу 1, где он разделяется на две части. Каждая из частей силового потока передается чисто механическим путем через водило 4, сателлиты 3, эпициклическое колесо 2 и цилиндрическую пару колес 10 на бортовые редукторы 8 и ведущие колеса 9 соответствующего борта. При этом солнечные шестерни 5, связанные через при-

вода поворота 7 с гидромотором 6 гидравлически заторможены. Наличие жесткой кинематической связи всех звеньев в приводе обеспечивает одинаковые угловые скорости вращения ведущих колес 9 правого и левого бортов трактора.

В режиме поворота трактора с произвольным радиусом создается дополнительный силовой поток от ГОП, который через гидромотор 6 приводит во вращение привод поворота 7, обеспечивая вращение солнечных шестерен 5 с равными по величине, но противоположно направленными скоростями. Оба силовых потока суммируются на эпициклических колесах 2, обеспечивая соответственно разные угловые скорости вращения ведущих колес 9 правого и левого бортов трактора. Управление ГОП производится автоматически установленной на тракторе системой управления.

вод поворота 7 с гидромотором 6 гидравлически заторможены. Наличие жесткой кинематической связи всех звеньев в приводе обеспечивает одинаковые угловые скорости вращения ведущих колес 9 правого и левого бортов трактора.

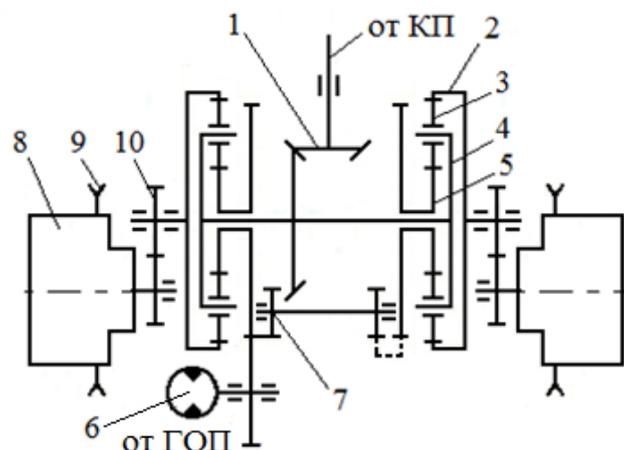


Рис. 1. Схема бесступенчатого дифференциального механизма поворота: 1 – центральная передача; 2 - эпициклическое колесо; 3 – сателлит; 4 – водило; 5 – солнечная шестерня 6 – гидромотор ГОП; 7 – привода поворота; 8 – бортовой редуктор; 9 – ведущее колесо; 10 – бортовая передача

При повороте трактора с нулевым радиусом, то есть вокруг центра масс, КП устанавливается на нейтраль, что исключает подвод силового потока от КП. Поворот вокруг центра масс осуществляется только за счет силового потока от ГОП, вращающего солнечные шестерни 5 с одинаковой угловой скоростью, но в противоположных направлениях. Силы сопротивления вращению правого и левого ведущих колес практически одинаковы. Поэтому противоположно направленные реактивные моменты, возникающие на водилах 4, равны по величине. В результате, ведомый вал центральной передачи 1, яв-

ляющийся также общим валом водил, находится в неподвижном состоянии и в принудительной остановке, например, за счет применения центрального тормоза не нуждается.

Тем не менее, существует мнение ряда специалистов, что одним лишь включением нейтрали в коробке передач (без принудительной остановки общего вала водил) невозможно осуществить поворот вокруг центра масс. Это обстоятельство требует принципиальной теоретической оценки кинематики звеньев двухпоточного механизма поворота с дифференциальным звеном.

Результаты исследования

Для описания разворота на месте при нейтрали в коробке передач (КП) разработана математическая модель движения гусеничного промышленного трактора специально для случая разрыва силового потока от КП к ведущим колесам.

Для этого уравнение (1) математической модели [6]:

$$\frac{d\omega_m}{dT} = \left[M_m - \frac{(T_{x2} + T_{x1})R_{\text{вк}}(\kappa + 1)}{i_{\text{он}}i_{\kappa}\kappa} \right] \frac{1}{J_2} \quad (1)$$

разбито на две части:

- соединенной с турбиной ГТ:

$$\frac{d\omega_m}{dT} = [M_m - 0] \frac{1}{J_2} \quad (2)$$

- соединенной с водилами СПМ

$$\frac{d\omega_g}{dT} = \left[\frac{(T_{x2} + T_{x1})R_{\text{вк}}(\kappa + 1)}{i_{\text{он}}i_{\kappa}\kappa} \right] \frac{1}{J_2} \quad (3)$$

где ω_m – частота вращения турбины гидротрансформатора (по рис. 1 – от КП), рад/с; T – время, с; M_m – момент на турбине ГТ, Н·м; T_{x2}, T_{x1} – силы тяги по бортам, Н; $R_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса, м; κ – кинематический параметр суммирующего планетарного механизма; $i_{\text{он}}$ – передаточное число бортового редуктора; i_{κ} – передаточное число бортовой передачи; J_2 – момент инерции масс, приведенных к турбине ГТ, кг·м²; ω_g – частота вращения водил суммирующих планетарных механизмов, рад/с.

Основные ограничения:

- Грунт под обеими гусеницами одинаковый. Трудно поспорить с этим утверждением, так как машина крутится на одном и том же месте.

- Коэффициент сопротивления повороту максимальный, не зависящий от радиуса поворота [7].

- Задающим воздействием является мгновенное отклонение джойстика управления поворотом. В математической модели поворот гусеничного трактора задается подачей насоса ГОП, при прямолинейном движении подача насоса равна нулю. Положение джойстика управления поворотом задается в относительном виде от нуля до единицы. В данном случае, в терминологии теории автоматического управления, задан скачок возмущения от 0 до 0,5 от максимально возможного перемещения джойстика, что соответствует физическому процессу разворота трактора на месте со скоростью вдвое меньшей от максимально возможной по кинематике.

Решение проведено в среде программирования *ALTAIR EMBED*. Результаты приведены на рис. 2–7.

На рис. 2 частоты вращения насоса и турбины ГТ, совпадающие друг с другом, так как турбина разгружена при нейтрали в КП. Некоторые колебания частоты вращения в первые 2 сек движения объясняются загрузкой ДВС от ГОП МП.

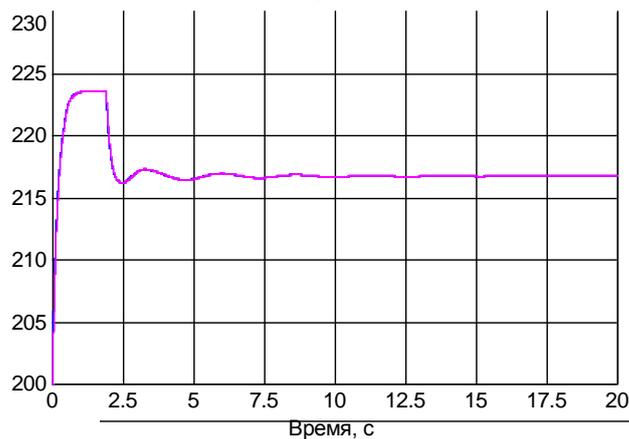


Рис. 2. Частота вращения насоса и турбины ГТ, рад/с

На рис. 3 частота вращения свободного, в данном случае, вала, соединяющего водила левого и правого СПМ. В переходном процессе, в пределах 1 сек водила

подкручиваются на небольшой угол с мгновенной скоростью 2 рад/с в течение 0,08 сек, после этого водила обоих СПМ неподвижны.

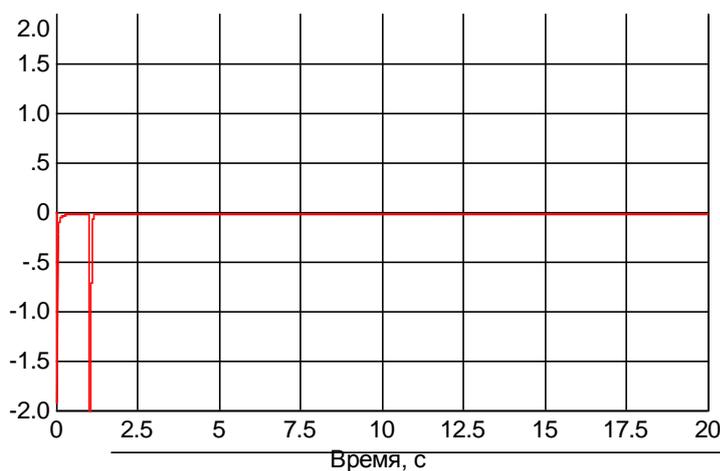


Рис. 3. Частота вращения вала, соединяющего водила СПМ левого и правого борта, рад/с

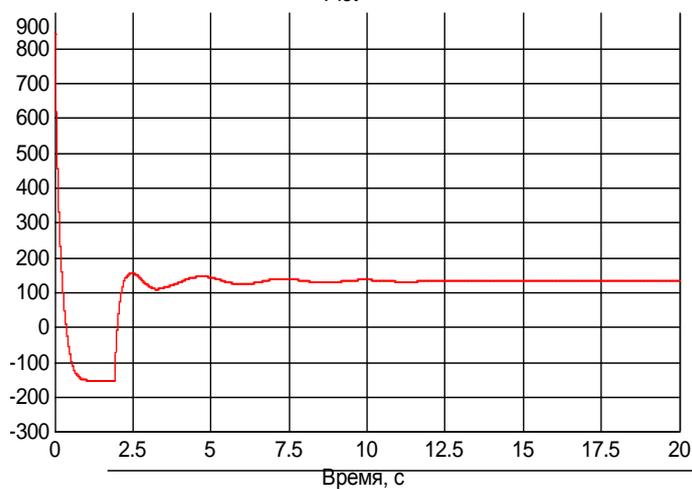


Рис. 4. Момент на коленчатом валу ДВС, Н·м

Следует заострить внимание читателя на том, что вал, соединяющий водила левого и правого СПМ не связан ни с каким тормозом, имеет нулевую скорость только под действием моментов на правом и левом ведущих колесах трактора.

О нагрузках в трансмиссии при развороте на месте: на рис. 4 момент на коленчатом валу ДВС. После переходного периода устанавливается на уровне 120 Н·м. На рис. 5 моменты на турбине ГТ, насосе и моторе ГОП. После переходного периода «входа в поворот» момент на тур-

бине и насосе гидротрансформатора устанавливается равным нулю, то есть гидротрансформатор полностью разгружен, водила правого и левого СПМ уравновешены. Момент на насосе ГОП равен моменту на коленчатом валу ДВС, и равен 120 Н·м, а момент на моторе ГОП – в 4 раза больше, примерно 450 Н·м. Это связано с тем, что объёмные постоянные насоса и мотора различаются примерно в 2 раза, и подача насоса установлена на уровне 0,5 от максимума.

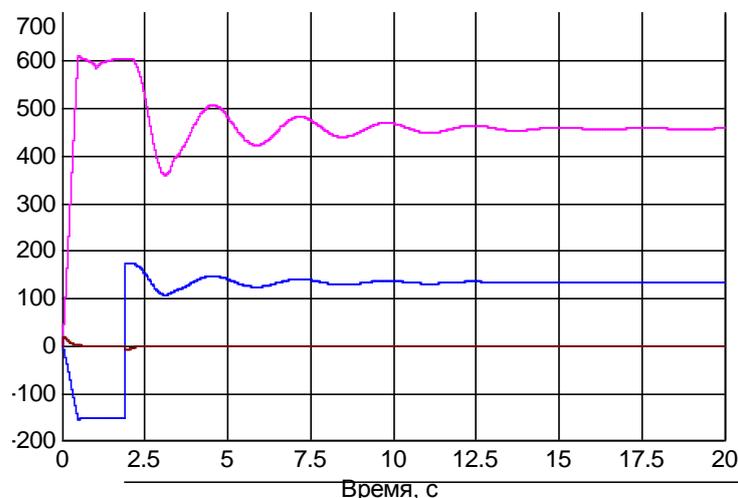


Рис. 5. Моменты на турбине ГТ (нижний график, равный нулю), на насосе ГОП (средний график) и моторе ГОП (верхний график), Н·м

И о кинематике: на рис. 6 угловая скорость поворота трактора на месте, устанавливается на уровне 0,2 рад/с; на рис. 7 частоты вращения ведущих колес, на «забегающем» борту, на котором гусе-

ница вращается вперед, частота вращения ведущего колеса 0,5 рад/с, на «отстающем» борту, на котором гусеница вращается назад, частота вращения ведущего колеса -0,5 рад/с.

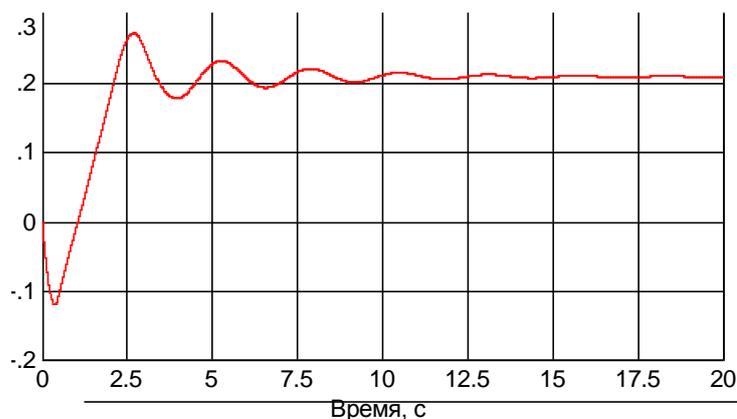


Рис. 6. Угловая скорость поворота трактора, рад/с

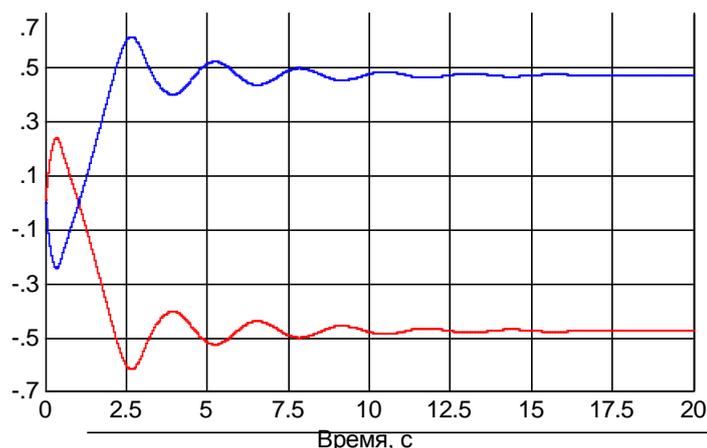


Рис. 7. Частоты вращения ведущих колес по бортам (рад/с)
«забегающего борта» – верхний график,
«отстающего» – нижний график

Заключение.

Методом имитационного моделирования доказано, что выходной вал КП не надо удерживать специальными тормозами. Утверждение учебников [8–11] о повороте аналогичных гусеничных машин на месте на нейтрали КП справедливо. В процессе исследования создана математическая модель, обладающая научной новизной, адекватно описывающая разворот на месте гусеничного трактора с дифферен-

циальным механизмом поворота на базе гидрообъемной передачи. Результаты могут быть использованы для дальнейшей научной работы в области, например, количественной оценки буксования при вращении трактора вокруг центра тяжести, существенно влияющей на контролируемые кинематические параметры гусеничной машины – угловую скорость разворота на месте.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства «Разработка бесступенчатого дифференциального механизма поворота со следящей системой управления для внедорожных и дорожно-строительных машин нового поколения» по соглашению №074-11-2018-006 от 31.05.2018г. между Министерством науки и высшего образования Российской Федерации и Обществом с ограниченной ответственностью Производственная компания «Ходовые системы» в кооперации с Главным исполнителем НИОКТР – Федеральным государственным автономным образовательным учреждением высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфёнов. – М.: Машиностроение, 1986. – 293 с.
2. Злотник, М.И. Трансмиссии современных промышленных тракторов / М.И. Злотник, И.С. Кавьяров. – М.: Машиностроение, 1971. – 248 с.
3. Исаков, П.П. Теория и конструкция / П.П. Исаков. – Т.5. Трансмиссии. – Л.: Машиностроение, 1985. – 367с.
4. Объемные гидромеханические трансмиссии: под ред. Е.С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
5. Петров, В.А. Гидрообъемные трансмиссии транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
6. Кондаков, С.В. Повышение управляемости криволинейного движения гусеничного трактора путем установки дифференциального механизма поворота и следящей системы / С.В. Кондаков, А.А. Дьяконов, О.О. Павловская [и др.] // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – 2018. – №2. – С. 23 – 33.
7. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. Models of the Turn Resistance for High-Speed Caterpillar Vehicles / S.V. Kondakov, D.V. Kharlapanov, E.I. Vansovich. – 2016. – Vol. 36. – No.1. – Pp. 1–5. - ISSN 1068-798X Russian Engineering Research.

8. Военные гусеничные машины: учеб. в 4-х т. - Т. 1. - Кн. 2. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990. - 336 с.
9. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин Н.А. Забавников. - М.: Машиностроение, 1968. - 396 с.
10. Красеньков, В.И. Основы теории управляемости транспортных гусеничных машин / В.И. Красеньков. - М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. - 264 с.
11. Теория движения танков и БМП: учебник. - М.: Военное издательство. 1984. - 263 с.
1. Ginsburg, Yu.V. *Industrial Tractors* / Yu.V. Ginsburg, A.I. Shved, A.P. Parfyonov. - M.: Mechanical Engineering, 1986. - pp. 293.
2. Zlotnik, M.I. *Transmission of Modern Industrial Tractors* / M.I. Zlotnik, I.S. Kaviyarov. M.: Mechanical Engineering, 1971. - pp. 248.
3. Isakov, P.P. Theory and design / P.P. Isakov. - Vol.5. *Transmissions*. - L: Mechanical Engineering, 1985. - pp. 256.
4. *Volume Hydro-mechanical Transmissions: under the editorship of E.S. Kistochkin*. - L.: Mechanical Engineering, 1987. - pp. 256.
5. Petrov, V.A. *Hydro-volume Transmissions of Transport Machines* / V.A. Petrov. - M.: Mechanical Engineering, 1988. - pp. 248.
6. Kondakov, S.V. Increase of caterpillar curvilinear motion steering through installation of differential turning mechanism and tracking system / S.V. Kondakov, A.A. Diyakonov, O.O. Pavlovskaya [et al.]. // *Bulletin of South-Urals State University*.
7. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. Models of the Turn Resistance for High-Speed Caterpillar Vehicles / S.V. Kondakov, D.V. Kharlapanov, E.I. Vansovich. - 2016. - Vol. 36. - No.1. - Pp. 1-5. - ISSN 1068-798X Russian Engineering Research.
8. *Military Track Vehicles: Textbook in 4 Vol. - Vol.1. - Book 2.* - M.: Bauman STU of Moscow, 1990. - pp. 336.
9. Zabavnikov, N.A. *Fundamentals of Transport Tracked Vehicles* / N.A. Zabavnikov. - M.: Mechanical Engineering, 1968. - pp. 398.
10. Krasnenkov, V.I. *Theory Fundamentals of Transport Tracked Vehicles Steering* / V.I. Krasnenkov. - M.: BaumanSTU of Moscow, 1977. - pp. 264.
11. *Theory of Tank and Infantry Combat Vehicles (ICV) Motion: textbook.* - M.: Military Publishers. 1984. - pp. 263.

Ссылка цитирования:

Закиров, Р.А. Теоретическое обоснование разворота на месте гусеничного трактора с дифференциальным механизмом поворота при нейтрали в коробке передач / Р.А. Закиров, Ю.М. Землянский, С.В. Кондаков, И.А. Подживотова // *Вестник Брянского государственного технического университета*. - 2020. - № 11. - С. 52-58. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-11-52-58.

Статья поступила в редакцию 12.06.20.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета
Кобищанов В.В.,
член редсовета журнала «Вестник БГТУ».
Статья принята к публикации 27.10.20.

Сведения об авторах:

Закиров Рамиль Агзамович, к.т.н., директор НИИ «Опытное машиностроение», Южно-Уральский государственный университет, e-mail: zakirovra@susu.ru.

Землянский Юрий Матвеевич, к.т.н. доцент кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, e-mail: zem.yuriy4612@mail.ru.

Zakirov Ramil Agzamovich, Can. Sc. Tech., Director of RI "Test Mechanical Engineering", South-Urals State University, e-mail: zakirovra@susu.ru.

Zemlyansky Yury Matveevich, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Wheeled and Tracked Vehicles", South-Urals State University, e-mail: zem.yuriy4612@mail.ru.

Кондаков Сергей Владимирович, д.т.н. профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, e-mail: tanksv@mail.ru.

Подживотова Ирина Александровна, мл. научный сотрудник, Южно-Уральский государственный университет, e-mail: podzhivotovaia@susu.ru.

Kondakov Sergey Vladimirovich, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. "Wheeled and Tracked Vehicles", South-Urals State University, e-mail: tanksv@mail.ru.

Podzhivotova Irina Alexandrovna, Junior scientific assistant, South-Urals State University, e-mail: podzhivotovaia@susu.ru.