

МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ / MECHANIZATION, ELECTRIFICATION, AUTOMATION

<https://doi.org/10.30766/2072-9081.2023.24.3.498-509>
УДК 629.018



Разработка и создание ходовых систем сельскохозяйственных тракторов со сменной полугусеницей

© 2023. З. А. Годжаев ✉, Е. В. Овчинников, А. С. Овчаренко
ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», г. Москва,
Российская Федерация

Обоснована потребность в необходимости применения подобных движителей в мобильных энергетических средствах сельского хозяйства. Показана актуальность данной разработки исходя из мировых тенденций. Цель исследований – разработка конструкции, оценка напряженно-деформированного состояния и функциональных характеристик ходовых систем сельскохозяйственных тракторов со сменной полугусеницей. Разработана и изготовлена опытная конструкция сменной (съёмной) гусеничной ходовой системы (СГХС), выполнено моделирование нагрузочных режимов, проведены расчеты методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния элементов конструкции по 6 нагрузочным схемам – стоянка трактора на ровной горизонтальной поверхности; движение с максимальной силой тяги; стоянка поперек уклона в 30° для верхней гусеницы; стоянка поперек уклона в 30° для нижней гусеницы; заезд на препятствие с отклонением СГХС на 15°; проезд препятствия с опорой на центральные катки. По результатам расчетов определено, что выбранный конструкционный материал при вышеуказанных режимах нагружения обеспечивает работоспособность СГХС. Проведены расчеты по проверке адекватности разработанной математической модели при испытаниях на опытных полях ФГБНУ ФНАЦ ВИМ. Определено, что, максимальное напряженно-деформированное состояние конструкции рамы СГХС, при всех видах нагружения не превысило 100 МПа. Это обеспечивает двукратный запас прочности по текучести конструкции с учетом характеристик выбранного материала. В максимально нагруженном состоянии – стоянка поперек уклона 30° – наибольшее напряжение на верхней гусенице составляет 161 МПа, что соответствует запасу прочности 1,45. Деформация подшипникового узла составила не более 4 мм, что допускается конструкцией узла привода и гусеницы.

Ключевые слова: сменные гусеницы, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, давление на почву, мобильные энергосредства

Благодарности: работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках Государственного задания ФГБНУ ФНАЦ ВИМ (НИОКР «10.9.03. Разработка системы универсальных мобильных энергетических и транспортно-технологических комплексов для сельскохозяйственного производства»).

Авторы благодарят рецензентов за их вклад в экспертную оценку этой работы.

Конфликт интересов: авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Годжаев З. А., Овчинников Е. В., Овчаренко А. С. Разработка и создание ходовых систем сельскохозяйственных тракторов со сменной полугусеницей. *Аграрная наука Евро-Северо-Востока.* 2023;24(3):498-509. DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2023.24.3.498-509>

Поступила: 14.03.2023

Принята к публикации: 08.06.2023

Опубликована онлайн: 28.06.2023

Design and development of undercarriage systems for agricultural tractors with replaceable half-tracks

© 2023. Zakhid A. Godzhaev ✉, Evgeniy V. Ovchinnikov, Alexander S. Ovcharenko
Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation

The need to use such propulsion devices in mobile agricultural power units is substantiated. The relevance of this development based on global trends is shown. The purpose of the research is to develop the design, to evaluate strain-stress state and functional characteristics of undercarriages of agricultural tractors with replaceable half-tracks. An experimental design of the replaceable tracked undercarriage was developed and manufactured, modeling of loading modes was performed, calculations were carried out by the finite element method of the stress-strain state of structural elements according to 6 load schemes – tractor parking on a flat horizontal surface; movement with maximum traction force; parking across a 30° slope for the upper track; parking across a 30° slope for the lower caterpillar; driving into an obstacle with a deviation of 15°; driving over obstacles based on the central rollers. It was determined that the selected structural material, by the above mentioned loading modes ensure the operability of replaceable tracked undercarriage. Calculations were carried out to check the adequacy of the developed mathematical model using field tests in testing ground of FSAC VIM. It was determined that the maximum stress-strain

state of the frame structure of a replaceable tracked undercarriage for all types of loading did not exceed 100 MPa. This provides a two-fold margin of safety in terms of fluidity of the structure, taking into account the characteristics of the selected material. In the maximum loaded state - parking across a slope of 30° - the highest stress on the upper track is 161 MPa, which corresponds to a safety margin of 1.45. The deformation of the bearing assembly was no more than 4 mm, which is allowed by the design of the drive assembly and the caterpillar.

Key words: replaceable tracks, finite element method, stress-strain state, soil pressure, mobile power units

Acknowledgments: the research was carried out under the support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the state assignment of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (theme № 10.9.03.)

The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of this work.

Conflict of interest: the authors declared no conflict of interest.

For citation: Godzhaev Z. A., Ovchinnikov E. V., Ovcharenko A. S. Design and development of undercarriage systems for agricultural tractors with replaceable half-tracks. *Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka* = Agricultural Science Euro-North-East. 2023;24(3):498-509. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2023.24.3.498-509>

Received: 14.03.2023

Accepted for publication: 08.06.2023

Published online: 28.06.2023

В последнее время все больше внимания уделяется вопросам повышения энергоэффективности и экологической безопасности создаваемых мобильных энергетических средств, в том числе и сельскохозяйственного назначения. Помимо выбросов продуктов сгорания используемого топлива и утечек горюче-смазочных материалов, велико негативное воздействие двигателей мобильной сельскохозяйственной техники на почву и растительность. Таким примером является использование традиционных колесных ходовых систем. В этом случае, при применении навесных широкозахватных почвообрабатывающих и посевных машин и орудий, полная масса орудия передается на движитель, что в большинстве случаев приводит к переуплотнению почв [1, 2, 3], а также к срыву и измельчению верхнего плодородного слоя. Это приводит к снижению урожайности до 30 % сельскохозяйственных культур [4, 5, 6]. В Российской Федерации действуют нормы уплотняющего воздействия на почву, которые регламентируются ГОСТ 58655-2019¹, требованиям которого большинство колесных тракторов не соответствует. Особенно высоки требования для слабонесущих грунтов во время весенне-осеннего периодов выполнения сельхозработ. Одним из способов решения данной проблемы может служить установка сдвоенных колес. Однако установка таких колес сопровождается увеличением габаритных размеров мобильных энергосредств (МЭС) и его колес [7, 8], что затрудняет их применение при обработке посадок пропашных культур, при работе в междурядье, а также при перемещении по дорогам общего пользования. В таких условиях предпочтительным является применение гусеничных тракторов, в том числе

со сменными полугусеницами, установленными взамен колес [8, 9, 10]. Зарубежные производители в основном выпускают тракторы с колесными движителями, которые включают в себя опциональное использование сменных полугусеничных движителей [11, 12], подобные решения существуют и в нашей стране [13]. Такой вариант позволяет на колесном тракторе с классической компоновкой реализовать преимущества гусеничной ходовой системы.

Цель исследований – разработка конструкции, оценка напряженно-деформированного состояния и функциональных характеристик ходовых систем сельскохозяйственных тракторов со сменной полугусеницей.

Научная новизна – разработаны расчетные схемы и пространственные модели исследования напряженно-деформированного состояния сложно-нагруженной конструкции несущей системы сменной полугусеницы трактора.

Материал и методы. Сотрудниками ФГБНУ ФНАЦ ВИМ в рамках НИОКР «10.9.03. Разработка системы универсальных мобильных энергетических и транспортно-технологических комплексов для сельскохозяйственного производства» в 2017-2022 гг., были разработаны, изготовлены и испытаны сменные гусеничные ходовые системы, обеспечивающие снижение уплотняющего воздействия на почву и повышения тягово-сцепных характеристик мобильного энергосредства. В процессе разработки применялись общепринятые методы проектирования деталей машин и механизмов², включающие расчетные и расчетно-графические методы определения нагрузок, расчеты основных несущих элементов конструкции и методы твердотельного моделирования,

¹ГОСТ 58655-2019. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия двигателей на почву. М.: Стандартинформ, 2019. 8 с. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293725/4293725777.pdf>

²Даштиев И. З. Конструкции элементов ходовой части быстроходных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 108 с.

результат применения которых лег в основу проводимых проверочных расчетов методом конечных элементов (МКЭ)³ и формирования аксонометрических проекций элементов конструкции для конструкторской документации.

Проведен аналитический расчет сварных соединений рамы для статически неопределимой системы при условии приложения всего веса трактора на один борт.

Расчеты проводили с применением МКЭ и известных программных комплексов. Величины и направление действия нагрузок при этом выбирали соответственно определенным схемам нагружения сменных (съёмных)

гусеничных ходовых систем (СГХС). При этом конечно-элементная сетка трехмерного объекта строилась на основе элементов треугольной формы с глобальным размером стороны элемента 6 мм и допуском 0,3 мм, что позволило учесть все радиальные переходы и при этом снизить влияние краевых условий на достоверность решения задачи. Расчет прочности сварных соединений проводили отдельно.

Объектом установки сменной гусеничной ходовой системы служил трактор с колесной формулой 4К4а «Беларус-622» тягового класса 0,9, основные технические характеристики которого приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики трактора «Беларус-622» / Table 1 – Specifications of “Belarus-622” tractor

Показатель / Index	Значение / Value
Габаритные размеры (ДхШхВ), мм / Dimensions (LxWxH), mm	3450x1700x2310
База, мм / Wheelbase, mm	2015
Дорожный просвет, мм / Ground clearance, mm	360
Колея по передним колесам, мм / Front gauge, mm	1390 и 1530
Колея по задним колесам, мм / Rear gauge, mm	1410, 1510, 1560, 1660, 1730, 1830
Размерность шин: / Tire size:	
передних колес / front wheels	12,4L-16 (265/70R16)
задних колес / rear wheels	360/70R24
наружный диаметр (пер./зад.), мм / outside diameter (front/rear), mm	930/1154
статический радиус (пер./зад.), мм / static radius(front/rear), mm	425/528
Мощность, кВт (л.с.) / Power, kW (hp)	46 (62,5)
Скорость движения, вперед/назад, км/ч / Velocity range, forward/reverse, km/h	1,2-36,6/2,1-19,5

В соответствии с ТЗ, к конструкции СГХС предъявлялись следующие требования: относительно легкая и прочная рама, выполненная из профильных бесшовных труб; фланец СГХС для соединения со ступицей полуоси трактора; ведущее колесо; подвеска с упругодемпфирующими элементами на основе полимерно-композитных материалов; винтовой механизм натяжения гусеницы; катки с упругими элементами на основе полимерно-композитных материалов; механизм ограничения поворота СГХС⁴ [13, 14, 15].

Фланец СГХС должен быть полностью совместим с посадочной ступицей заднего колеса трактора «Беларус-622» диаметром 145 мм. СГХС должны размещаться в подкрыльном пространстве трактора в соответствии с размерами на рисунке 1.

Расчет общих компоновочных параметров СГХС проводили с учетом необходимой площади опорной поверхности, и согласно ГОСТ 26954-2019⁵ максимально допустимое давление на почву не должно превышать 80 кПа.

$$S = \frac{F}{P} = 0,163 \text{ м}^2, \quad (1)$$

где S – допустимая площадь опорной поверхности одной СГХС; F – сила тяжести на одну тележку; P – максимально допустимое давление на почву.

Был выбран комплект резиноармированных гусениц типоразмера 320x100x37, исходя из требований к площади опорной поверхности и возможности их установки на трактор без существенных конструктивных изменений. Необходимая минимальная длина опорной поверхности при ширине гусеницы 320 мм составляет 0,509 м.

³Лахтин А. А. Расчет рам методом конечных элементов: учебно-методическое пособие. Екатеринбург: УрГУПС, 2011. 36 с.

⁴Казаченко Г. В., Басалай Г. А., Кремчев Э. А. Колесные движители горных машин: методическое пособие. Минск: БНТУ, 2012. 37 с.

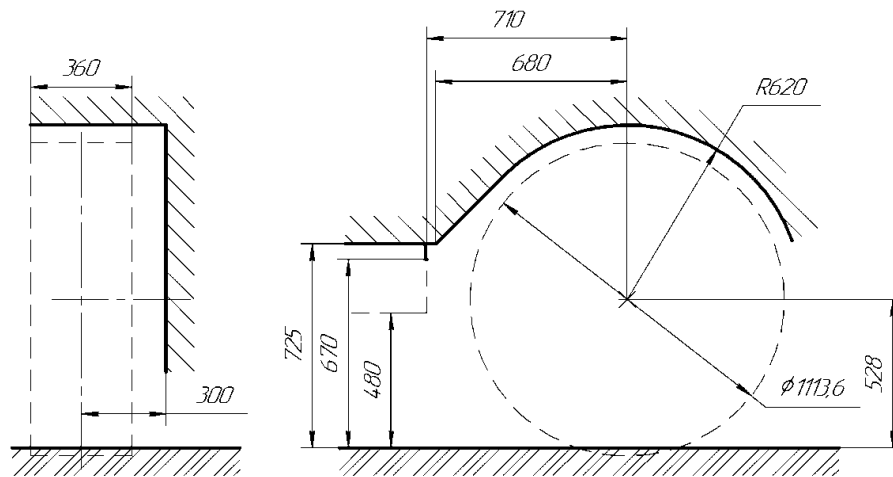


Рис. 1. Ограничения по размещению СГХС в подкрыльном пространстве /

Fig. 1. Restrictions on placement of a removable tracked undercarriage system in the underwing space

Согласно требованиям к длительной эксплуатации и стойкости к внешним воздействиям, каждая СГХС должна выдерживать половину эксплуатационного веса машины, что соответствует величине 13,0 кН. Ресурс СГХС

обязан составлять не менее 1500 моточасов. Ожидаемый средний ресурс – 3000 моточасов.

В результате проводимой работы было разработано несколько кинематических схем СГХС. Один из вариантов показан на рисунке 2.

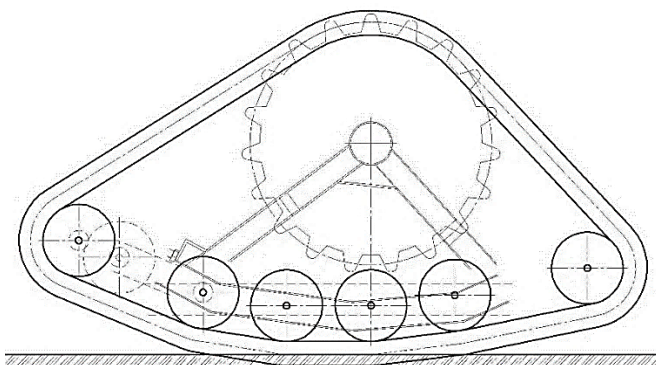


Рис. 2. Кинематическая схема СГХС с изменяемой опорной площадью /

Fig. 2. Kinematic diagram with variable support area

Особенностью данной кинематической схемы является изменение площади опорной поверхности при движении по слабонесущим грунтам за счет гнутой рамы. Изменение площади пятна контакта происходит за счет углубления конструкции в грунт. Для снижения сопротивления повороту, при движении по плотной поверхности, уменьшается площадь пятна контакта. В данной конструкции отсутствует подрессоривание катков и амортизационное устройство – натяжение ветви гусеницы происходит за счет линейного перемещения направляющего колеса.

Другой вариант кинематической схемы СГХС приведен на рисунке 3.

Основное отличие этой схемы от предыдущей заключается в подрессоривании опорных катков, которое позволит уменьшить вибрацию от опорной поверхности и добиться копирования рельефа, что приведет к более равномерному распределению массы трактора

и, соответственно, к повышенной проходимости и минимальному давлению на почву [16, 17, 18].

Окончательный вариант конструкции СГХС для трактора «Беларус-622» представлен на рисунке 4. В ходе испытаний на опытных полях ФГБНУ «Рязанский НИИСХ» трактора «Беларус-622», оснащенного СГХС, при агрегатировании с сеялкой модели «Деметра», тип 2276, была подтверждена работоспособность опытной конструкции. Полевые испытания проводили на суглинистой почве при работе трактора в междурядье со скоростью выполнения технологической операции 7-9 км/ч. Применяли контрольно-измерительные приборы производства фирмы Zetlab с фиксацией 3-осевых перемещений в элементах конструкции, а также их виброускорений по этим осям. Превышения виброактивности в элементах конструкции МЭС в связи с применением СГХС не обнаружено.

⁵ГОСТ 26954-2019. Техника сельскохозяйственная мобильная. Метод определения максимального нормального напряжения в почве. М.: Стандартинформ, 2019. 8 с. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293726/4293726306.pdf>

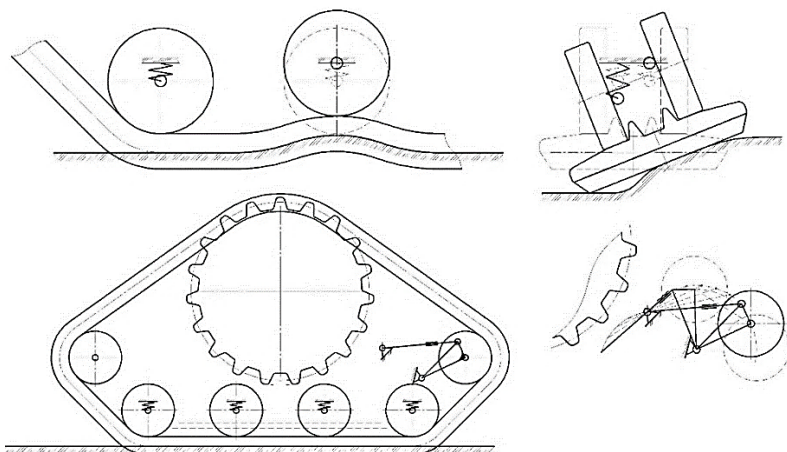


Рис. 3. Кинематическая схема СГХС с системой подрессоривания катков / Fig. 3. Kinematic diagram with variable bearing surface area and roller suspension system



Рис. 4. Опытный образец СГХС на тракторе «Беларус-622» / Fig. 4. Design project of a removable tracked undercarriage system on the “Belarus-622” tractor

Разработку конструкции СГХС и ее отдельных элементов проводили с применением САД-систем в соответствии с нормативными требованиями⁶.

Результаты и их обсуждение. По результатам исследований схемы нагружения СГХС и её напряженно-деформированного состояния проведена оптимизация конструкции –

изменена форма несущих элементов рамы и технология их изготовления с сохранением массово-габаритных характеристик. Схемы и условия нагружения представлены в таблицах 2-7. Результаты моделирования условий нагружений конструкции рамы СГХС приведены на рисунках 5-10.

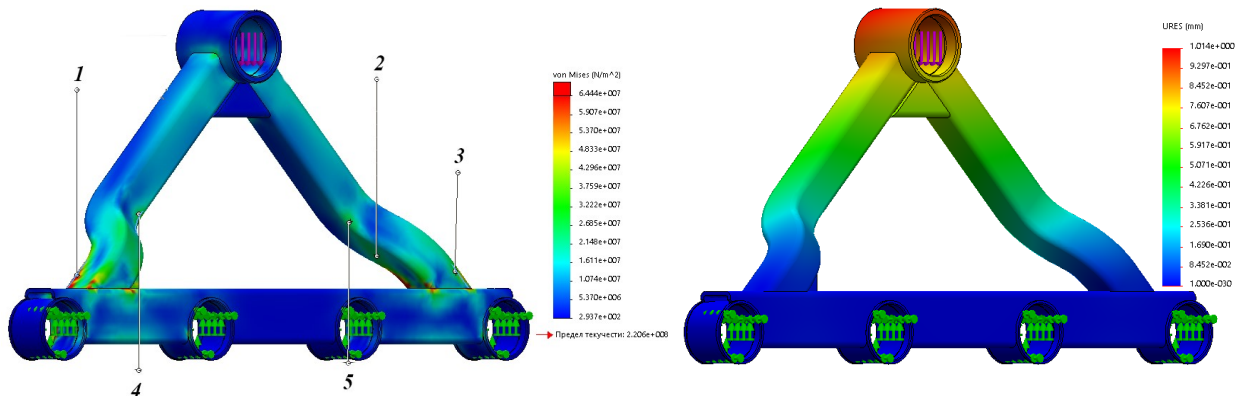
Таблица 2 – Схема и условия нагружения при стоянке трактора на ровной горизонтальной поверхности / Table 2 – Scheme and loading conditions when the tractor is parked on a flat horizontal surface

Изображение / Image	Условия нагружения / Loading conditions
	$F = (0,5 \cdot G_{эт} \cdot 1,3) = 17\,000 \text{ Н},$ <p>где F – сила, приложенная к раме; $G_{эт}$ – эксплуатационный вес трактора, равный 26 000 Н; 1,3 – коэффициент запаса прочности конструкции. Направление действия силы – вертикально вниз, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности / F – the force applied to the frame; $G_{эт}$ – tractor operating weight equal to 26,000 N; 1.3 – is the structure margin safety factor. The force direction is vertically down and all 4 track rollers are on the horizontal surface</p>

⁶ГОСТ 19677-87. Тракторы сельскохозяйственные. Общие технические условия. М.: ИПК издательство стандартов, 2003. 6 с. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data/75/7507.pdf>

В режиме стоянки трактора на ровной горизонтальной поверхности запас прочности по текучести соблюден (здесь и далее условный предел текучести для материала рамы СГХС

(сталь 10) составляет 233 Мпа) (рис. 5, а). Максимальное перемещение крайней точки корпуса подшипника – 1,014 мм (рис. 5, б).



а) эпюра напряжений / a) stress diagram

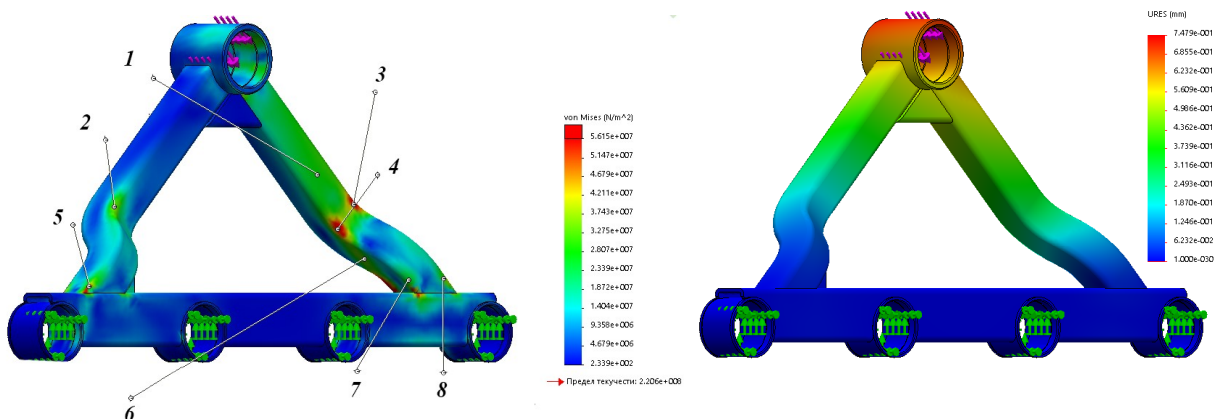
б) эпюра перемещений / b) displacement diagram

Значения, $\frac{H}{M^2}$ / Values, $\frac{H}{M^2}$: 1) $7,262 \cdot 10^7$; 2) $3,015 \cdot 10^7$;
3) $3,093 \cdot 10^7$; 4) $2,981 \cdot 10^7$; 5) $3,188 \cdot 10^7$

Рис. 5. Результаты расчета при стоянке трактора на ровной горизонтальной поверхности / Fig. 5. The result of the calculation when the tractor is parked on a flat horizontal surface

Таблица 3 – Схема и условия нагружения при движении трактора с максимальной силой тяги / Table 3 – Scheme and loading conditions when the tractor is moving with maximum traction force

Изображение / Image	Условия нагружения / Loading conditions
	<p>Сила $F = 17\,000$ Н. Направление приложения силы – 45° к продольной оси, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности / Force $F = 17,000$ N. The force application direction is 45° to longitudinal axis and all 4 track roller are on the horizontal surface</p>



а) эпюра напряжений / a) stress diagram

б) эпюра перемещений / b) displacement diagram

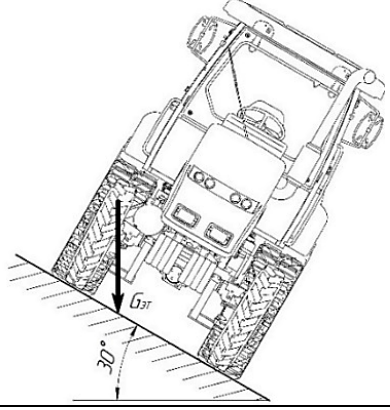
Значения, $\frac{H}{M^2}$ / Values, $\frac{H}{M^2}$:
1) $3,240 \cdot 10^7$; 2) $3,845 \cdot 10^7$; 3) $6,118 \cdot 10^7$; 4) $6,003 \cdot 10^7$;
5) $6,449 \cdot 10^7$; 6) $3,708 \cdot 10^7$; 7) $3,051 \cdot 10^7$; 8) $3,552 \cdot 10^7$

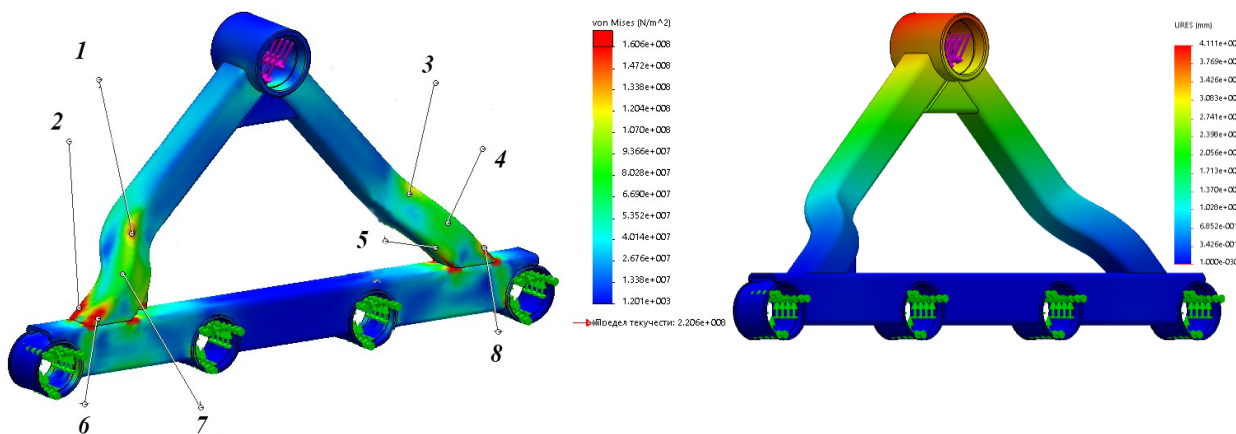
Рис. 6. Результаты расчета при движении трактора с максимальной силой тяги / Fig. 6. The result of the calculation when the tractor is moving with the maximum traction force

Запас прочности по текучести соблюден (рис. 6, а). Максимальное перемещение

крайней точки корпуса подшипника – 0,748 мм (рис. 6, б).

Таблица 4 – Схема и условия нагружения при стоянке трактора поперек уклона в 30° для верхней СГХС / Table 4 – Scheme and loading conditions when the tractor is parked across a slope of 30° for the upper SGHS

Изображение / Image	Условия нагружения / Loading conditions
	<p>Сила $F = 17\,000$ Н. Направление приложения силы – 30° от вертикали по поперечной оси к центру машины, все 4 опорных катка стоят на плоскости / Force $F = 17,000$ N. The force application direction is 30° from the vertical along the transverse axis to the center of the machine and all 4 track roller are on a plane</p>



а) эпюра напряжений / a) stress diagram

Значения, $\frac{H}{M^2}$ / Values, $\frac{H}{M^2}$:

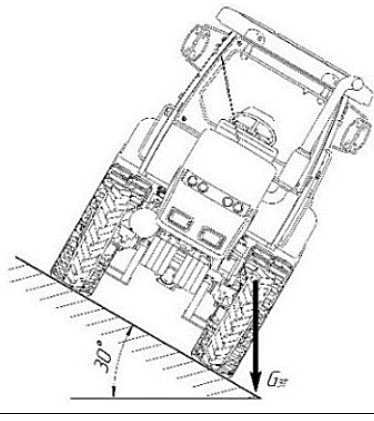
- 1) $1,633 \cdot 10^8$; 2) $2,545 \cdot 10^8$; 3) $1,062 \cdot 10^8$; 4) $9,070 \cdot 10^7$;
 5) $1,006 \cdot 10^8$; 6) $2,156 \cdot 10^8$; 7) $9,827 \cdot 10^7$; 8) $1,616 \cdot 10^8$

б) эпюра перемещений / b) displacement diagram

Рис. 7. Результаты расчета при стоянке трактора поперек уклона в 30° для верхней СГХС /

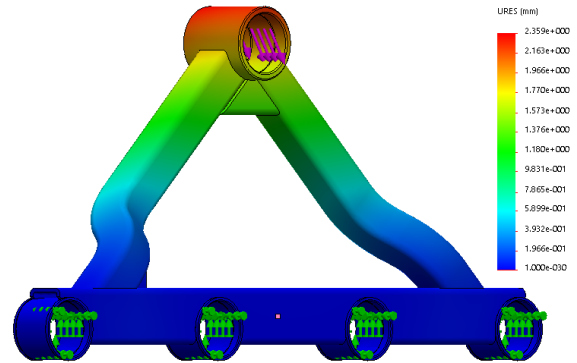
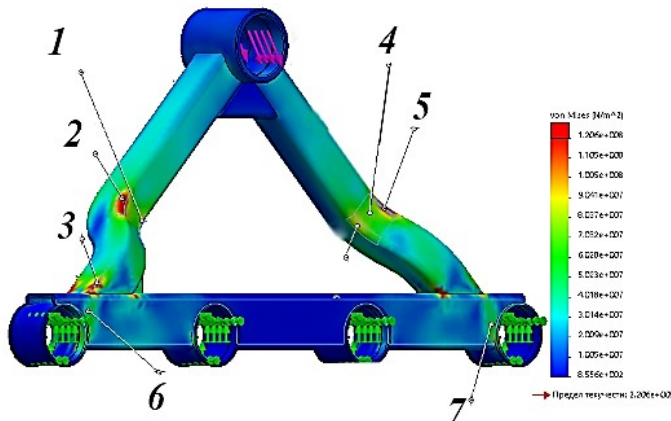
Fig. 7. The result of the calculation when the tractor is parked across a slope of 30° for the upper SGHS

Таблица 5 – Схема и условия нагружения при стоянке трактора поперек уклона в 30° для нижней СГХС / Table 5 – Scheme and loading conditions when the tractor is parked across a slope of 30° for the lower SGHS

Изображение / Image	Условия нагружения / Loading conditions
	<p>Сила $F = 17\,000$ Н. Направление приложения силы – 30° от вертикали по поперечной оси от центра машины, все 4 опорных катка стоят на плоскости / Force $F = 17,000$ N. The force application direction is 30° from the vertical along the transverse axis to the center of the machine and all 4 track roller are on a plane</p>

Запас прочности по текучести соблюден (рис. 7, а). Максимальное перемещение крайней точки корпуса подшипника – 4,11 мм (рис. 7, б).

Запас прочности по текучести соблюден (рис. 8, а). Максимальное перемещение крайней точки корпуса подшипника – 2,359 мм (рис. 8, б)



а) эпюра напряжений / a) stress diagram

б) эпюра перемещений / b) displacement diagram

Значения, $\frac{H}{M^2}$ / Values, $\frac{H}{M^2}$: 1) $1,016 \cdot 10^8$; 2) $1,218 \cdot 10^8$; 3) $1,371 \cdot 10^8$;
4) $7,031 \cdot 10^7$; 5) $1,237 \cdot 10^8$; 6) $5,551 \cdot 10^7$; 7) $7,517 \cdot 10^7$

Рис. 8. Результаты расчета при стоянке трактора поперек уклона в 30° для нижней СГХС /

Fig. 8. The result of the calculation when the tractor is parked across a slope of 30° for the lower SGHS

Запас прочности по текучести соблюден (рис. 9, а). Максимальное перемещение крайней точки корпуса подшипника – 0,99 мм (рис. 9, б).

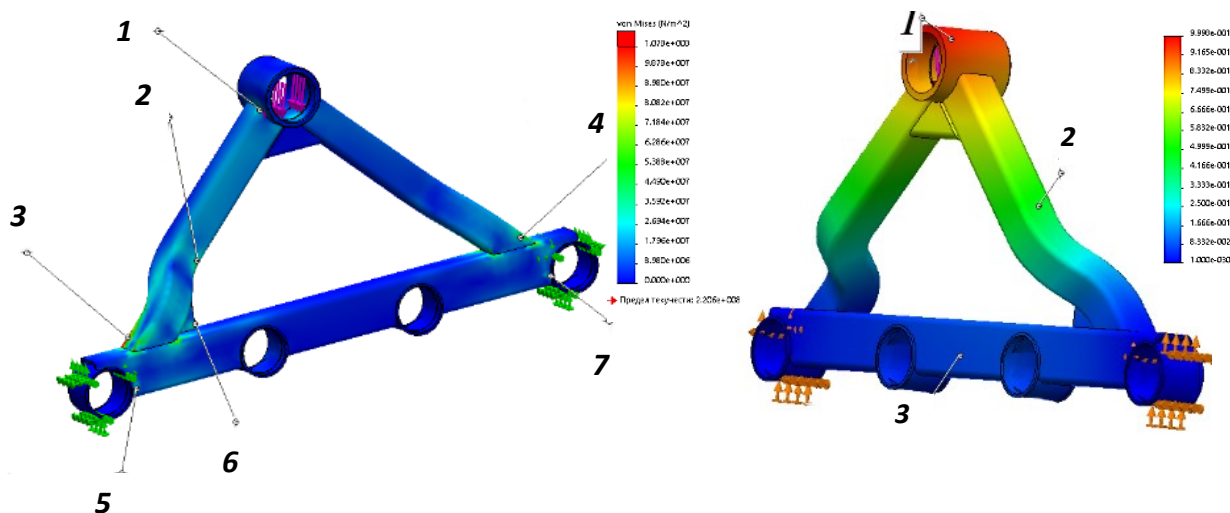
Запас прочности по текучести соблюден (рис. 10, а). Максимальное перемещение крайней точки корпуса подшипника – 1,326 мм (рис. 10, б).

Таблица 6 – Схема и условия нагружения при заезде трактора на препятствие с отклонением СГХС на 15° и опорой на крайние катки /
Table 6 – Scheme and loading conditions when a tractor drives into an obstacle with a SHGS deviation of 15° and support on the outer rollers

Изображение / Image	Условия нагружения / Loading conditions
	Сила $F = 17\,000$ Н. Направление приложения силы – 15° от вертикали по продольной оси трактора, касание опорной поверхности двумя крайними катками / Force $F = 17,000$ N. The force application direction is 15° from the vertical along the longitudinal axis with touching a support surfaces with the two outer rollers

Таблица 7 – Схема и условия нагружения при проезде трактором препятствия с опорой на центральные катки /
Table 7 – Scheme and loading conditions when the tractor passes through obstacles supported by central rollers

Изображение / Image	Условия нагружения / Loading conditions
	Сила $F = 17\,000$ Н. Направление приложения силы – вертикально вниз, касание опорной поверхности двумя центральными катками / Force $F = 17,000$ N. The force application direction is vertically downward and the supporting surface is touched by the two central rollers



а) эпюра напряжений / a) stress diagram

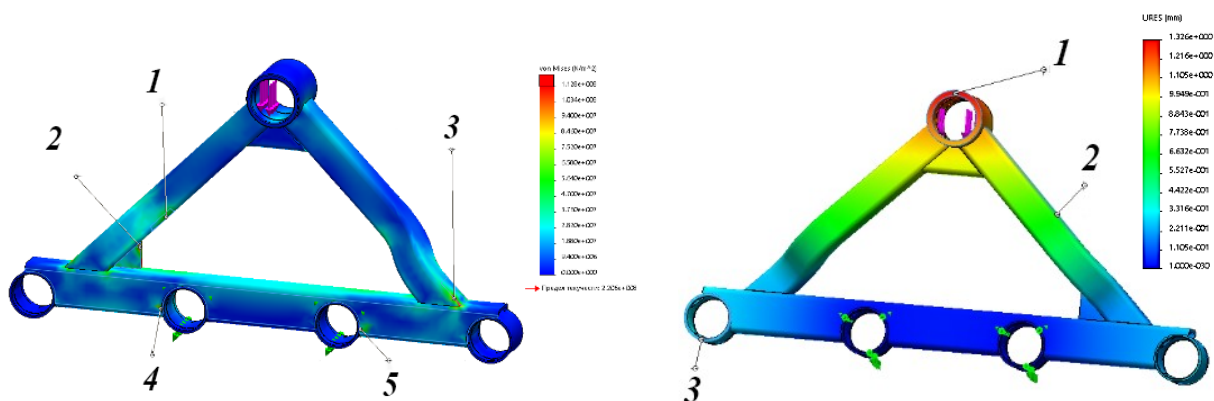
Значения, $\frac{H}{M^2}$ / Values, $\frac{H}{M^2}$:

- 1) $3,757 \cdot 10^7$; 2) $4,324 \cdot 10^7$; 3) $1,429 \cdot 10^8$; 4) $4,372 \cdot 10^7$;
5) $4,232 \cdot 10^7$; 6) $5,724 \cdot 10^7$; 7) $1,320 \cdot 10^7$

б) эпюра перемещений /
b) displacement diagram

Рис. 9. Результаты расчета при заезде трактора на препятствие с отклонением СХГС на 15° и опорой на крайние катки /

Fig. 9. The result of the calculation when the tractor drives over an obstacle with a SHGS deviation of 15° and support on the outer rollers



а) эпюра напряжений / a) stress diagram

Значения, $\frac{H}{M^2}$ / Values, $\frac{H}{M^2}$:

- 1) $6,407 \cdot 10^7$; 2) $1,197 \cdot 10^8$;
3) $1,851 \cdot 10^8$; 4) $9,821 \cdot 10^7$; 5) $1,096 \cdot 10^8$

б) эпюра перемещений /
b) displacement diagram

Рис. 10. Результат расчета условий нагружения при переезде трактора через препятствие с опорой на центральные катки /

Fig. 10. The result of the calculation when the tractor is moving over the obstacles supported by central rollers

Расчет сварных соединений рамы проводили при условии максимального нагружения – приложение всего веса, приходящегося на задний мост (20 000 Н) на один борт. При этом суммарная поперечная сила, действующая на сварные швы рамы СГХС, равна 35100 Н.

Расчетные исследования по воздействию давления на почву сменных полугусеничных движителей в сравнении с колесным вариантом показывают увеличение пятна контакта движителя с грунтом не менее чем в 1,8 раза, при эксплуатационной массе полнокомплектного трактора около 2700 кг. Согласно

ГОСТ Р 58656-2019⁷, можно утвердить пропорциональное уменьшение максимального давления на почву от полугусеничных движителей.

Выводы.

1. Расчеты напряженно-деформированного состояния СГХС методом конечных элементов показали, что средняя величина напряжений по всем видам нагружения не превысила 100 МПа, обеспечивая двукратный запас прочности конструкции с учетом характеристик выбранного конструкционного материала. При максимально нагруженном состоянии СГХС – стоянка поперек уклона 30°, наибольшее напряжение в конструкции было зафиксировано на верхнем борту трактора, и составило 161 МПа при запасе прочности 1,45.

2. По результатам полевых испытаний установлено: разработанный опытный образец сменных полугусениц доказал свою достаточную прочность и работоспособность в составе полнокомплектного МЭС при тяжелых режимах нагружения.

3. Результаты расчетно-экспериментальных исследований показывают эффективность и достоверность применения метода конечных элементов для оценки напряженно-деформированного состояния пространственной модели элементов конструкции СГХС.

4. Применение сменных полугусеничных ходовых систем взамен колес на сельскохозяйственных МЭС улучшает их функциональные и эксплуатационные характеристики: по проходимости, тягово-сцепным свойствам, а также по давлению на почву не менее чем в 1,8 раза.

Список литературы

1. Fashutdinov M., Khafizov K., Galiev I., Gabdrafikov F., Khaliullin F. Research of dynamics of turning of machine-tractor aggregate with tractor on wheeled-crawler mover. BIO Web of Conferences. 2020;17:00056. DOI: <https://doi.org/10.1051/bioconf/20201700056>
2. Shafaei S. M., Loghavi M., Kamgar S. Fundamental realization of longitudinal slip efficiency of tractor wheels in a tillage practice. Soil and Tillage Research. 2021;205:104765. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104765>
3. Fang Yu., Zhang Yu., Li N., Shang Y. Research on a medium-tracked omni-vehicle. Mechanical Sciences. 2020;11(1):137-152. DOI: <https://doi.org/10.5194/ms-11-137-2020>
4. Srivastava A. K., Goering C. E., Rohrbach R. P., Buckmaster D. R. Tractor Hitching, Traction, and Testing. Chapter 7. Engineering Principles of Agricultural Machines, 2nd ed., pp. 139-168 St. Joseph, Michigan: ASABE. 2006. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. DOI: <https://doi.org/10.13031/2013.41469>
5. García-Tomillo A., de Figueiredo T., Dafonte Dafonte J., Almeida A., Paz-González A. Effects of machinery trafficking in an agricultural soil assessed by Electrical Resistivity Tomography (ERT). Open Agriculture. 2018;3(1):378-385. DOI: <https://doi.org/10.1515/opag-2018-0042>
6. Seguel O., Díaz D., Acevedo E., Silva P., Homer I., Seitz S. Hydraulic Conductivity in a Soil Cultivated with Wheat-Rapeseed Rotation Under Two Tillage Systems. Journal of Soil Science and Plant Nutrition. 2020;20:2304-2315. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42729-020-00296-w>
7. Ezzati S., Najafi A., Rab M. A., Zenner E. K. Recovery of soil bulk density, porosity and rutting from ground skidding over a 20-year period after timber harvesting in Iran. Silva Fennica. 2012;46(4):521-538. DOI: <https://doi.org/10.14214/sf.908>
8. Kumar A. A., Tewari V. K., Nare B. Embedded digital draft force and wheel slip indicator for tillage research. Computers and Electronics in Agriculture. 2016;127:38-49. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.05.010>
9. Damanauskas V., Janulevičius A., Pupinis G. Influence of extra weight and tire pressure on fuel consumption at normal tractor slippage. Journal of Agricultural Science. 2015;7(2):55-67. DOI: <https://doi.org/10.5539/jas.v7n2p55>
10. Marsili A., Servadio P. Compaction effects of rubber or metal-tracked tractor passes on agricultural soils. Soil and Tillage Research. 1996;37(1):37-45. DOI: [https://doi.org/10.1016/0167-1987\(95\)00514-5](https://doi.org/10.1016/0167-1987(95)00514-5)
11. Li Sh., Zhang J., Du Yu. Vibration analysis and simulation verification for suspension of track tractor. AIP Conference Proceedings. 2019;2154:020041. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5125369>
12. Hawkins E. M., Buckmaster D. R. Benchmarking costs of fixed-frame, articulated, and tracked tractors Applied Engineering in Agriculture. 2015;31(5):741-745. DOI: <https://doi.org/10.13031/aea.31.11074>

⁷ГОСТ Р 58656-2019. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву. М.: Стандартинформ, 2019. 24 с. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data/724/72400.pdf>

13. Измайлов А. Ю., Годжаев З. А., Крюков М. Л., Наумов Ю. Н. Сменный гусеничный движитель колесного транспортного средства: пат. № 2652282 Российская Федерация. № 2017119225: заявл. 02.06.2017; опубл. 25.04.2018. Бюл. 12. 17 с. Режим доступа: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet
14. Федоткин Р. С., Крючков В. А., Бейнenson В. Д., Парфенов В. Л. Методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин. Тракторы и сельхозмашины. 2017;(3):24-32. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29385765> EDN: YTVGRH
15. Даштиев И. З. Конструкции элементов ходовой части быстроходных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 108 с.
16. Федоткин Р. С., Бейнenson В. Д., Крючков В. А., Шарипов В. М., Щетинин Ю. С. Резиноармированные гусеницы сельскохозяйственных тракторов. Жесткость при растяжении и изгибе. Известия МГТУ "МАМИ". 2016;(2(28)):32-38. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=26180300> EDN: WAXMOD
17. Измайлов А. Ю., Годжаев З. А., Русанов А. В., Кузьмин В. А. Экологическая безопасность системы «механизованное средство – почва – урожай. Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2017;(5-1):75-79. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28997441> EDN: YKOIFX
18. Годжаев З. А., Евтюшенков Н. Е. Снижение воздействия ходовых систем на почву. Сельский механизатор. 2016;(8):38-39.

References

1. Fashutdinov M., Khafizov K., Galiev I., Gabdrafikov F., Khaliullin F. Research of dynamics of turning of machine-tractor aggregate with tractor on wheeled-crawler mover. BIO Web of Conferences. 2020;17:00056. DOI: <https://doi.org/10.1051/bioconf/20201700056>
2. Shafaei S. M., Loghavi M., Kamgar S. Fundamental realization of longitudinal slip efficiency of tractor wheels in a tillage practice. Soil and Tillage Research. 2021;205:104765. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104765>
3. Fang Yu., Zhang Yu., Li N., Shang Y. Research on a medium-tracked omni-vehicle. Mechanical Sciences. 2020;11(1):137-152. DOI: <https://doi.org/10.5194/ms-11-137-2020>
4. Srivastava A. K., Goering C. E., Rohrbach R. P., Buckmaster D. R. Tractor Hitching, Traction, and Testing. Chapter 7. Engineering Principles of Agricultural Machines, 2nd ed., pp. 139-168 St. Joseph, Michigan: ASABE. 2006. American Society of Agricultural and Biological Engineers. St. Joseph, Mich. DOI: <https://doi.org/10.13031/2013.41469>
5. García-Tomillo A., de Figueiredo T., Dafonte Dafonte J., Almeida A., Paz-González A. Effects of machinery trafficking in an agricultural soil assessed by Electrical Resistivity Tomography (ERT). Open Agriculture. 2018;3(1):378-385. DOI: <https://doi.org/10.1515/opag-2018-0042>
6. Seguel O., Díaz D., Acevedo E., Silva P., Homer I., Seitz S. Hydraulic Conductivity in a Soil Cultivated with Wheat-Rapeseed Rotation Under Two Tillage Systems. Journal of Soil Science and Plant Nutrition. 2020;20:2304-2315. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42729-020-00296-w>
7. Ezzati S., Najafi A., Rab M. A., Zenner E. K. Recovery of soil bulk density, porosity and rutting from ground skidding over a 20-year period after timber harvesting in Iran. Silva Fennica. 2012;46(4):521-538. DOI: <https://doi.org/10.14214/sf.908>
8. Kumar A. A., Tewari V. K., Nare B. Embedded digital draft force and wheel slip indicator for tillage research. Computers and Electronics in Agriculture. 2016;127:38-49. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.05.010>
9. Damanauskas V., Janulevičius A., Pupinis G. Influence of extra weight and tire pressure on fuel consumption at normal tractor slippage. Journal of Agricultural Science. 2015;7(2):55-67. DOI: <https://doi.org/10.5539/jas.v7n2p55>
10. Marsili A., Servadio P. Compaction effects of rubber or metal-tracked tractor passes on agricultural soils. Soil and Tillage Research. 1996;37(1):37-45. DOI: [https://doi.org/10.1016/0167-1987\(95\)00514-5](https://doi.org/10.1016/0167-1987(95)00514-5)
11. Li Sh., Zhang J., Du Yu. Vibration analysis and simulation verification for suspension of track tractor. AIP Conference Proceedings. 2019;2154:020041. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5125369>
12. Hawkins E. M., Buckmaster D. R. Benchmarking costs of fixed-frame, articulated, and tracked tractors. Applied Engineering in Agriculture. 2015;31(5):741-745. DOI: <https://doi.org/10.13031/aea.31.11074>
13. Izmaylov A. Yu., Godzhaev Z. A., Kryukov M. L., Naumov Yu. N. Replaceable caterpillar mover of a wheeled vehicle: patent RF, no. 2018. URL: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet
14. Fedotkin R. S., Kryuchkov V. A., Beynenson V. D., Parfenov V. L. Design method of pin engagement drive sprockets with rubber-reinforced tracks of traction and transportation vehicles. *Traktory i sel'khozmashiny*. 2017;(3):24-32. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29385765>

15. Dashtiev I. Z. Structures of elements of the undercarriage of high-speed tracked vehicles. Moscow: *Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana*, 2003. 108 p.
16. Fedotkin R. S., Beynenson V. D., Kryuchkov V. A., Sharipov V. M., Shchetinin Yu. S. Rubber-reinforced caterpillar tracks of agricultural tractors. stiffness at tension and bending. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2016;(2(28)):32-38. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=26180300>
17. Izmaylov A. Yu., Godzhaev Z. A., Rusanov A. V., Kuzmin V. A. Ecological safety of the "mechanized means – the soil – a harvest" system. *Aktual'nye problemy gumanitarnykh i estestvennykh nauk*. 2017;(5-1):75-79. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28997441>
18. Godzhaev Z. A., Evtyushenkov N. E. Decreasing the effect of the chassis system on the soil. *Sel'skiy mekhanizator*. 2016;(8):38-39. (In Russ.).

Сведения об авторах

- ✉ **Годжаев Захид Адыгезал оглы**, доктор техн. наук, профессор, член-корреспондент РАН, ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», 1-й Институтский проезд, д. 5, г. Москва, Российская Федерация, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1665-3730>, e-mail: fic51@mail.ru
- Овчинников Евгений Валентинович**, научный сотрудник, ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», 1-й Институтский проезд, д. 5, г. Москва, Российская Федерация, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6942-5950>
- Овчаренко Александр Сергеевич**, ведущий инженер, ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ», 1-й Институтский проезд, д. 5, г. Москва, Российская Федерация, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1407-6757>

Information about the authors

- ✉ **Zakhid A. Godzhaev**, DSc in Engineering, Corresponding member of RAS, professor, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, 1st Institutskiy proezd, 5, Moscow, Russian Federation, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1665-3730>, e-mail: fic51@mail.ru
- Evgeniy V. Ovchinnikov**, researcher, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, 1st Institutskiy proezd, 5, Moscow, Russian Federation, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6942-5950>
- Alexander S. Ovcharenko**, lead engineer, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, 1st Institutskiy proezd, 5, Moscow, Russian Federation, 109428, e-mail: vim@vim.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1407-6757>

✉ – Для контактов / Corresponding author