

Леса России и хозяйство в них. 2025. № 1 (92). С. 125–137.

Forests of Russia and economy in them. 2025. № 1 (92). P. 125–137.

Научная статья

УДК 631.316.44

DOI: 10.51318/FRET.2025.92.1.014

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГУСЕНИЧНОГО ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА КЛАССА ТЯГИ 4

Сай-Суу Шолбановна Саая¹, Сергей Николаевич Орловский²,
Сергей Николаевич Долматов³

¹ Тувинский государственный университет, Кызыл, Россия

² Красноярский государственный аграрный университет, Красноярск, Россия

³ Сибирский государственный университет науки и технологий им. академика М. Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

¹ sai-suu2014@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-2412-314>

² orlovskiysergey@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8904-834>

³ pipinaskus@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1389-5894>

Аннотация. Уточнена возможность оснащения трелевочного трактора ТТ-4 навесным технологическим оборудованием для выполнения всех видов работ в лесном хозяйстве. Цель работы – обосновать конструктивные параметры лесохозяйственного трактора, оборудованного передним и задним навесными механизмами для разработки его конструкции. Для этого следовало найти распределение удельного давления на почву, расположение центра тяжести при работе трактора с передними и задними навесными орудиями, нагрузки на единицу длины периметра опорной поверхности, влияние силы тяги на крюке на удельное давление; разработать кинематические параметры навесных механизмов, обеспечивающие равномерную загрузку опорных катков трактора и устойчивый ход почвообрабатывающих орудий по глубине. Метод исследований – проведение испытаний агрегата с различными почвообрабатывающими орудиями на разных по лесорастительным характеристикам участках лесного фонда в условиях вырубок с различной степенью пнистости. Результаты работы – сбор статистической информации о всех протекающих процессах и анализ этой информации методами вариационной статистики. Область применения результатов – обоснование параметров лесохозяйственных агрегатов на стадии проектирования. Разъяснен выбор базового трактора, конструкции рабочего органа и режимов его работы. На основании полученных результатов необходимо обосновать конструкцию и компоновку тракторного лесохозяйственного агрегата, определить его конструктивные параметры, что позволит создать лесохозяйственный трактор высокой производительности. Проведенный анализ данных испытаний показывает, что трактор ТДТ-75 с точки зрения усилий от плуга, действующих на трактор, нормальных давлений на катки и расположения центра давления при работе может быть успешно использован в качестве тягача широкозахватных лесных плугов при работе на нераскорчеванных вырубках с различными почвенными условиями.

Ключевые слова: орудия трактора, нагруженность, эксперимент, навесная система, согласование, оптимизация, параметры

Для цитирования: Саая С. Ш., Орловский С. Н., Долматов С. Н. Обоснование основных параметров гусеничного лесохозяйственного трактора класса тяги 4 // Леса России и хозяйство в них. 2025. № 1 (92). С. 125–137.

Original article

JUSTIFICATION OF THE MAIN PARAMETERS OF A TRACKED FORESTRY TRACTOR OF TRACTION CLASS 4

Sai-Suu Sh. Saaya¹, Sergey N. Orlovsky², Sergey N. Dolmatov³

¹ Tuvan State University, Kyzyl, Russia

² Krasnoyarsk State Agrarian University, Krasnoyarsk, Russia

³ Siberian State University of Science and Technology named after Academician M. F. Reshetnev, Krasnoyarsk, Russia

¹ sai-suu2014@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-2412-314>

² orlovskiysergey@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8904-834>

³ pipinaskus@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1389-5894>

Abstract. The possibility of equipping the TT-4 skidder with mounted technological equipment for performing all types of work in forestry is substantiated. The purpose of the work is to substantiate the design parameters of a forestry tractor equipped with front and rear mounted mechanisms for developing its design. To do this, it was necessary to find the distribution of specific pressure on the soil, the location of the center of gravity when the tractor is operating with front and rear mounted implements, the load per unit length of the perimeter of the supporting surface, the effect of the traction force on the hook on the specific pressure. Develop kinematic parameters of mounted mechanisms that ensure uniform loading of the tractor support rollers and stable movement of soil-cultivating implements in depth. The research method is to test the unit with various tillage implements on forest fund areas with different forest vegetation characteristics in clearings with different stump content. The results of the work are to collect statistical information on all ongoing processes and analyze this information using variation statistics methods. The scope of the results is to justify the parameters of forestry units at the design stage. The choice of the base tractor, the design of the working element and its operating modes is justified. Based on the obtained results, it is possible to justify the design and layout of the tractor forestry unit, determine its design parameters, which will allow creating a high-performance forestry tractor. The analysis of the test data shows that the TDT-75 tractor, in terms of the forces from the plow acting on the tractor, normal pressures on the rollers and the location of the pressure center during operation, can be successfully used as a tractor for wide-grip forest plows when working on unstumped clearings with different soil conditions.

Keywords: tractor implements, loading, experiment, mounted system, coordination, optimization, parameters

For citation: Saaya S. Sh., Orlovsky S. N., Dolmatov S. N. Justification of the main parameters of a tracked forestry tractor of traction class 4 // Forests of Russia and economy in them. 2025. № 1 (92). P. 125–137.

Введение

В работе рассматриваются специализированные трактора для лесного хозяйства с гидрофицированными задней и передней навесными системами (Полетайкин, Плесовских, 2013).

Специализированные трактора для лесного хозяйства с гидрофицированными задней и передней навесными системами, без сомнения, необходимы (Сатаров, 2017). Было предложено в качестве энергетической базы использовать трелевочный трактор ТТ-4. Его гусеничный движитель максимально приспособлен для движения по лесу. Для этого необходимо было обосновать возможность его оснащения передней и задней навесными системами для навешивания технологического оборудования для выполнения лесопожарных и лесохозяйственных работ. Переоборудование трактора включало разработку, изготовление и монтаж передней и задней гидрофицированных навесных систем. Для передней навесной системы был разработан и изготовлен клин КРП-2,5А для расчистки лесных полос. Сзади навешивали серийный плуг ПЛШ-1,2.

Объекты

и методы исследования

Испытания лесохозяйственных агрегатов проводились в условиях вырубок, в которых наиболее стабильно, с небольшим количеством остановок, трактор с клином работал на второй передаче при коэффициенте загрузки двигателя $K_z = 0,5$ и $V_p = 0,66$ м/с. При работе на третьей передаче с $K_z = 0,75$ и $V_p = 0,69$ м/с остановки агрегата из-за перегрузок в силу большой жесткости условий стали неизбежны (Анилович, Водолажченко, 1966; Васильев и др., 1969; Войнаш, 2014).

Динамика условий работы агрегата характеризуется следующими показателями (Тракторы..., 1988).

Наиболее максимальное значение коэффициента динамичности $K_{\partial_{cp}}^{max} = 1,85$ при вероятной длительности $t = 2$ с, наиболее характерная максимальная длительность $t = 4$ с при вероятном коэффициенте динамичности $K_{\partial_{cp}}^{max} = 1,6$.

Возможная динамическая реакция $K_{\partial_{om}}$, характеризующая переменную составляющую энер-

гетики агрегата, при $t = 2$ с равняется 1,44, а при $t = 4$ с – 1,27. Степень соответствия динамических свойств агрегата динамике условий равна отношению $K/K_{\partial_{cp}}^{max}$ и составляет 0,78, а оптимальный коэффициент загрузки двигателя, подсчитанный по формуле

$$K_{z_{om}} = 1 - (K_{\partial_{cp}}^{max} - K_{om}), \quad (1)$$

равняется 0,6.

На основании приведенного материала энергетические параметры агрегата не соответствуют условиям работы, так как нормальная работа агрегата может проходить при довольно низких значениях коэффициента загрузки и скорости движения (Оценка..., 2018).

Динамические свойства агрегата могут быть улучшены за счет увеличения скорости движения, и при необходимости повышена мощность двигателя, а также увеличен приведенный момент инерции (Book, Goering, 2000; Design matching..., 2021).

Оптимальная скорость движения агрегата, при которой наиболее эффективно будут использоваться силы инерции, составит:

$$V_{om} = V_{\partial} \frac{\tau}{t_{om}} = 0,69 \frac{4}{2} = 1,38 \text{ м/с} = 5 \text{ км/ч}. \quad (2)$$

При рабочей скорости $V_{om} = 5$ км/ч и оптимальном значении $K_{z_{om}} = 0,9$ номинальная мощность найдется по выражению

$$N_e = \frac{N_{\partial} V_{om}}{K_{z_{om}} V_{\partial}} = \frac{56,6 \cdot 5}{0,9 \cdot 2,5} 1,07 = 80 \text{ кВт}. \quad (3)$$

Средняя мощность, развиваемая двигателем, составляет 97 л.с., номинальная мощность двигателя соответствует мощности двигателя марки А-01Л, устанавливаемого на базовый трактор (Nosov, Peregudov, 2022).

Момент инерции, приведенный к коленчатому валу двигателя, найдется по выражению (Design and physical..., 2020)

$$J_{\Sigma_{om}} = \frac{[K_{\partial_{cp}}^{max} - (1 - K_{z_{om}}) - K'_m] M_{ep} \tau_{om}}{\Delta \omega_{om}}, \quad (4)$$

где K'_m – промежуточное значение коэффициента приспособляемости;

M_{ep} – номинальный крутящий момент;

t_{om} – длительность увеличения нагрузки, соответствующая $K_{\partial_{cp}}^{max}$, уменьшенная пропорционально увеличению скорости;

$\Delta\omega_{onm}$ – оптимальное снижение угловой скорости коленчатого вала двигателя:

$$J_{\Sigma onm} = \frac{[1,85 - (1 - 0,9) - 1,15] \cdot 49,2 \cdot 1}{59} = 0,56 \text{ кгм} \cdot \text{с}^2. \quad (5)$$

Момент инерции агрегата, приведенный к коленчатому валу двигателя, найденный по приведенной формуле, должен быть равен $0,56 \text{ кгм} \cdot \text{с}^2$.

Момент инерции, приведенный к коленчатому валу двигателя базового трактора, при работе с $V_p = 5 \text{ км/ч}$ составит $0,49 \text{ кгм} \cdot \text{с}^2$. При таком значении момента инерции и $t = 1 \text{ с}$ трактор обеспечит динамическую реакцию $K_{onm} = 1,68$. Оптимальное значение коэффициента загрузки двигателя составит:

$$K_{3 onm} = 1 - (1,85 - 1,68) = 0,8. \quad (6)$$

При $K_{3 onm} = 0,8$ двигатель должен развивать мощность 72 кВт , а его номинальная мощность должна равняться 90 кВт (Design and physical..., 2020).

Результаты исследования и их обсуждение

Динамика при условии работы трактора с плугом ПЛШ-1,2 характеризуется следующими показателями: $K_{\partial cr}^{max} = 1,35$ при $t = 3 \text{ с}$, характерная максимальная длительность $t = 5 \dots 6 \text{ с}$ при $K_{\partial cr}^{max} = 1,2 \dots 1,46$. Рабочая скорость $V_p = 0,45 \dots 0,64 \text{ м/с}$. Среднее значение мощности двигателя лежит в пределах $45 \text{--} 50 \text{ кВт}$. Используя вывод, что силы инерции могут быть наиболее эффективно реализованы при $\tau = 2 \dots 3 \text{ с}$, найдем оптимальное значение рабочей скорости:

$$V_{onm} = V_{\partial} \frac{t}{t_{onm}} = 0,64 \frac{5}{3} = 1,06 \text{ м/с} = 3,8 \text{ км/ч}. \quad (7)$$

За t_{onm} принято 3 с , так как значение $K_{\partial cr} = 1,46$ сравнительно небольшое.

Номинальная мощность двигателя при $K_{3 onm} = 0,9$ и $V_p = 3,8 \text{ км/ч}$ составит 82 кВт , а ее среднее значение – 73 кВт .

Момент инерции, приведенный к коленчатому валу двигателя:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma onm} &= \frac{[K_{\partial cr} - (1 - K_{3 onm}) - K'_M] M_{ep} \tau_{onm}}{\Delta\omega_{onm}} = \\ &= \frac{0,21 \cdot 49,2 \cdot 3}{53} = 0,58 \text{ кгм} \cdot \text{с}^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Момент инерции, приведенный к коленчатому валу двигателя базового трактора, при работе на четвертой передаче составляет $0,46 \text{ кгм} \cdot \text{с}^2$. При этом значении J_{Σ} агрегат способен обеспечить динамическую реакцию $K_{onm} = 1,31$. Оптимальная степень загрузки, которая должна соответствовать мощности двигателя 100 л. с. , составит:

$$K_{3 onm} = 1 - (1,46 - 1,31) = 0,85. \quad (9)$$

Следовательно, номинальная мощность двигателя должна равняться 87 кВт .

При вспашке с $V_p = 4,6 \text{ км/ч}$ ($0,64 \frac{6}{3}$) среднее значение мощности составит 90 кВт , а номинальная мощность двигателя при $K_{3 onm} = 0,85$ должна равняться 115 кВт .

Вес трактора при работе на горизонтальной поверхности определится на условие

$$P_{кас}^{max} \leq F, \quad (10)$$

где $P_{кас}^{max}$ – расчетное максимальное значение;

F – сила сцепления.

Значение $P_{кас}^{max}$ определяется как выражение

$$P_{кас}^{max} = K_{\partial cr}^{max} P_{кас}, \quad (11)$$

где $K_{\partial cr}^{max}$ – характерное максимальное значение коэффициента динамичности;

$P_{кас}$ – среднее длительное наблюдаемое значение касательной силы тяги, полученное в наиболее тяжелых условиях работы.

Значения $P_{кас}$ и $K_{\partial cr}^{max}$, полученные при работе трактора ТДТ-75 с клином и плугом ПЛШ-1,2, приведены в табл. 1.

Максимальное расчетное значение касательной силы тяги находится по выражению

$$P_{кас}^{max} = P_{кас} K_{\partial cr}. \quad (12)$$

Прирост касательной силы тяги $\Delta P = P_{кас}^{max} - P_{кас}$ в крайнем случае происходит в основном за счет увеличения сопротивления орудия, т. е. выражение (10) может быть записано в следующем виде:

$$(P_{op} + \Delta P) + fG = \mu G, \quad (13)$$

где f – коэффициент сопротивления качению, равный $0,23$;

μ – коэффициент сцепления, принятый равным $0,8$.

Таблица 1
Table 1

Параметры работы тракторов
Tractor operation parameters

Параметры Parameters	Марка трактора Tractor brand		
	ТДТ-75 TDT-75	ТТ-4 TT-4	Проектируемый трактор Designed tractor
Мощность номинальная, кВт Nominal power kW	55	81	80–82
Момент инерции, приведенный к коленчатому валу двигателя, при $V_p = 4 \dots 5$ км/ч, кгм·с ² Moment of inertia reduced to the engine crankshaft at $V_p = 4 \dots 5$ km/h, kgm/sec ²	0,54	0,46–0,49	0,58
Оптимальное значение коэффициента загрузки при работе: Optimal value of the load factor during operation:			
с клином with a wedge	0,62	0,80	0,90
с плугом with a plow	0,87	0,85	0,90
Возможная (оптимальная) скорость, км/ч, при работе: Possible (optimal) speed, km/h, during operation:			
с клином with a wedge	2,5	3,9	5,0
с плугом with a plow	2,3	3,7	3,8
Мощность номинальная двигателя $J_{\Sigma} = 0,46 \dots 0,49$ кгм·с ² , необходимая для работы, л. с. Nominal engine power $J_{\Sigma} = 0,46 \dots 0,49$ kgm·sec ² required for operation, hp			
с клином with a wedge	–	–	121
с плугом with a plow	–	–	118

Из выражения (13) находился сцепной вес трактора (табл. 2). Вес трактора определяется по сцепному весу с учетом уклона, при котором должен работать трактор, принятого равным 15°.

Таблица 2
Table 2

Параметры агрегатируемых орудий
Parameters of aggregated instrument

Агрегатируемое орудие Aggregated weapon	$P_{кас}$	$K_{дср}$	$P_{кас}^{max}$	$P_{оп}$	ΔP	f	μ	$G_{сц}$	$G_{мп}$
Клин Klin	3900	1,6	6240	1600	2340	0,23	0,6	10650	11024
Плуг ПЛШ-1,2 Plough PLSh-1,2	6100	1,2	7320	3200	1220	0,23	0,6	11950	12370

Общая динамика

лесохозяйственного агрегата

На рис. 1 изображено рабочее положение агрегата при работе трактора с плугом, состоящего из трактора ТТ-4 и плуга ПЛШ-1,2. Плуг навешен на трактор посредством навесной системы СУН-3.

При работе агрегата на плуг действуют следующие силы:

- сила собственного веса плуга;
- силы P_6 и P_n , действующие в тягах механизма навесной системы и слагающие силу сопротивления движению плуга P ;
- равнодействующая сил взаимодействия (давления и трения) почвы с корпусом R .

Используя продольную горизонтальную слагающую силу $P_x = P_{op}$, среднее значение которой при исследованиях трактора-прототипа ТДТ-75 составляло 2950 кгс, определяем значение силы R :

$$R = \frac{P_{op}}{\cos 12^\circ} = \frac{2950}{0,978} = 3020 \text{ кгс.} \quad (14)$$

Сложением реакции R с силой веса G определяются направление и величина результирующей силы $P_{zx} = 3300$ кгс. Сила P_{zx} является слагающей сопротивления P , направленного из мгновенного центра вращения плуга, а второй слагающей является вертикальная реакция почвы Q .

Построением силового многоугольника определяются значения сил P и Q , при этом условно принимается, что реакция Q_1 действует только на опорное колесо. Значение $Q_1 = 1140$ кгс. Аналогично, если вертикальная реакция почвы действует только на нижнюю поверхность корпуса плуга или только на опорную тягу, тогда ее значения соответственно $Q_2 = 1020$ кгс и $Q_3 = 760$ кгс.

Сила соотношения во всех трех рассматриваемых случаях равняется $P = 300$ кгс, откуда усилия в тягах навески $P_6 = 2240$ кгс.

При максимальных кратковременных значениях $P_{op} = 9000$ кгс, полученных при эксперименте, сила P равняется 9120 кгс, а усилия в тягах навесной системы достигают величин 15 600 кгс в нижней тяге и 6 800 кгс в верхней.

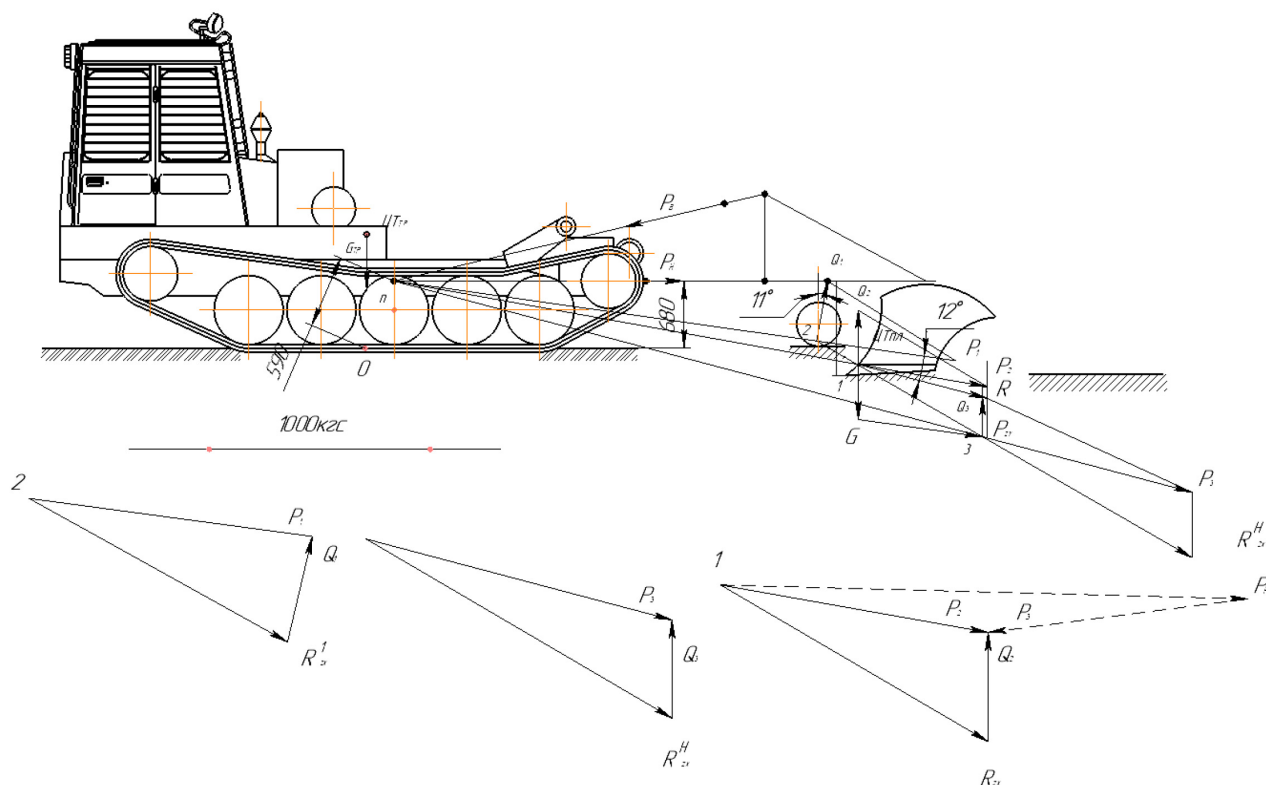


Рис. 1. Расчетная схема агрегата, состоящего из трактора ТТ-4 с плугом ПЛШ-1,2 в рабочем положении

Fig. 1. Calculation diagram of the unit consisting of a TT-4 tractor with a PLSh-1,2 plow in the working position

Положение центра давления на опорной поверхности гусениц трактора зависит от усилия моментов сил, действующих в тягах, который определится:

$$\sum M_0 = P_n \cdot 0,66 - P_e \cdot 0,58 = 5140 \cdot 0,66 - 2240 \cdot 0,58 = 2070 \text{ кгс.} \quad (15)$$

Уравновесив этот момент, рассчитанный при средних длительно наблюдаемых значениях сопротивления плуга, моментом от веса трактора, получили смещение центра давления от его статического положения:

$$\sum M_0 = G_{mp} x, \quad (16)$$

откуда

$$X = \frac{\sum M_0}{G_{mp}} = \frac{2070}{12400} = 0,167 \text{ м.}$$

То есть центр давления смещается назад на 167 мм и находится впереди середины опорной поверхности гусениц на расстоянии:

$$a = c - x = 250 - 167 = 83 \text{ мм} \quad (17)$$

или

$$a = \frac{83}{2720} = 0,03L, \quad (18)$$

где c – расстояние от центра давления в статическом положении до середины опорной поверхности, $c = 0,25$ м вперед от середины последней;

L – длина опорной поверхности гусениц, $L = 2,72$ м.

Полученный результат показывает, что при работе трактора с широкозахватным лесным плугом центр давления будет находиться впереди середины опорной поверхности гусениц и близко к ней, т. е. создаются условия для улучшения сцепных свойств и уменьшения сопротивления качению тягача.

Мгновенный центр вращения плуга при рабочем положении расположен над серединой опорной поверхности на высоте 660 мм от почвы. Этим обеспечиваются надежное заглубление плуга и наименьшее влияние колебаний трактора на устойчивость хода плуга по глубине.

Для создания лесохозяйственной модификации трактора на базе ТТ-4 разработана схема (рис. 2) передней навески для клина. Построение схемы производилось с учетом уменьшения дополнительной силы $Q_{дон}$, которая действует при работе трактора ТДТ-75 с клином.

Для этого мгновенный центр вращения π располагается между центром тяжести и центром давления на высоте 360 мм от поверхности почвы. Значения основных сил, действующих на клин, были приняты те же, что и при работе с трактором ТДТ-75, т. е. $T = 2650$ кгс, $G = 900$ кгс и их результирующая сила $R = 2800$ кгс, которая действует на клин под углом 10° . Из силового многоугольника получаем, что клин действует на трактор с силой $P = 2750$ кгс, $Q_{дон} = 170$ кгс, усилия в тягах навесной системы: сжатия $P_n = 3480$ кгс и растяжения $P_e = 860$ кгс.

Для определения расчетных усилий в тягах навески, которые необходимы для расчетов на прочность, построен силовой многоугольник с максимальным значением силы $T = 7500$ кгс, полученным при работе клина с трактором ТДТ-75. Из построения получаем, что максимальные значения $P_n = 10000$ кгс и $P_e = 860$ кгс.

Особый интерес для дальнейшей исследовательской работы представляет кинематическая схема навески клина, которая изображена на рис. 3.

В этой схеме мгновенный центр вращения π расположен впереди агрегата на линии действия силы R . Тогда толкающая сила трактора $P_{тол}$ равна силе R и направлена противоположно ей. Следовательно, вертикальная реакция почвы на клин $Q = 0$ и потери на трение клина о почву минимальные.

Определяем смещение центра давления от действия усилий в тягах навески при работе агрегата, уравновешивая суммы моментов от усилий в тягах моментом, создаваемым силой веса трактора:

$$\sum M_0 = P_n \cdot 0,36 - P_e \cdot 0,4 = 3480 \cdot 0,36 - 860 \cdot 0,4 = 909 \text{ кгс,} \quad (19)$$

$$X = \frac{\sum M_0}{G_{mp}} = \frac{909}{12400} = 0,073 \text{ м.} \quad (20)$$

То есть центр давления смещается назад на 73 мм, находится спереди и располагается на расстоянии:

$$a = c - x = 0,25 - 0,073 = 0,177 \text{ м,} \quad (21)$$

где c – расстояние от середины опорной поверхности гусениц до центра давления в статическом положении, $c = 250$ мм;

x – смещение центра давления, $x = 73$ мм.

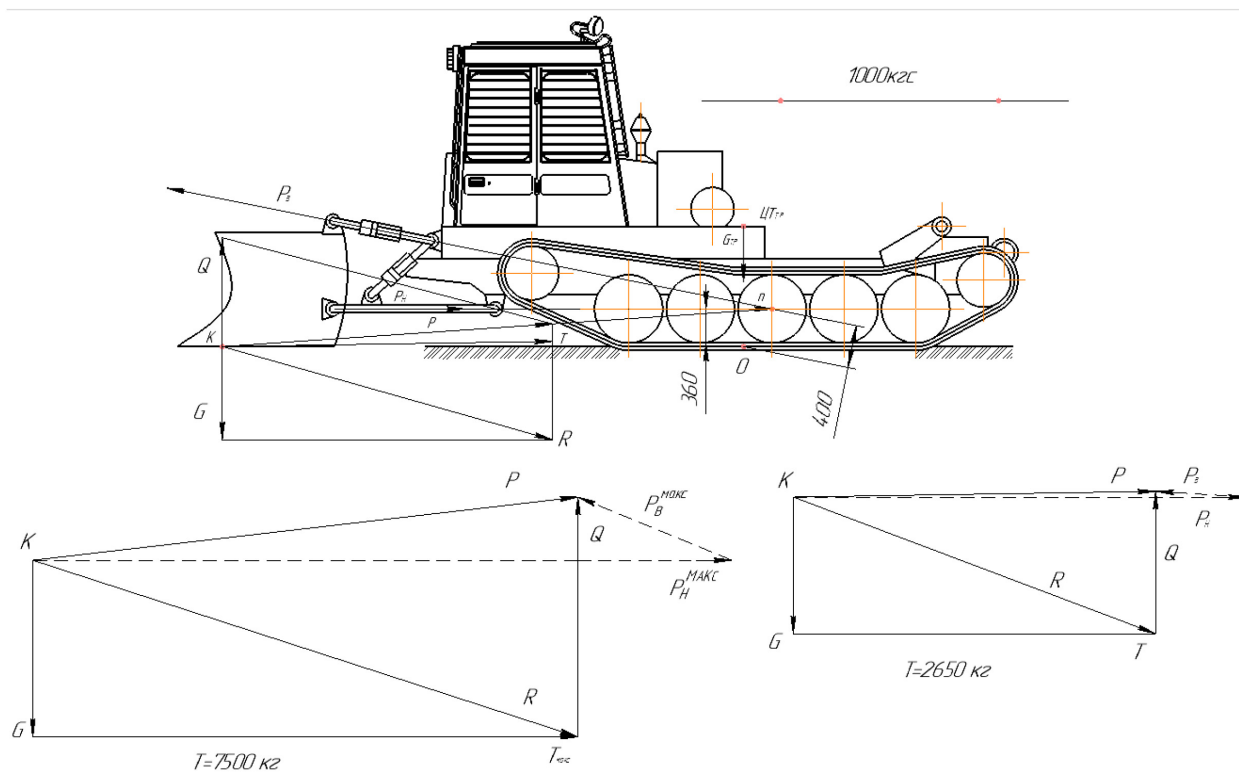


Рис. 2. Расчетная схема агрегата, состоящего из трактора ТТ-4 с клином.

Расположение мгновенного центра вращения π сзади орудия

Fig. 2. Calculation scheme of the unit consisting of a TT-4 tractor with a wedge.

The location of the instantaneous center of rotation π is behind the implement

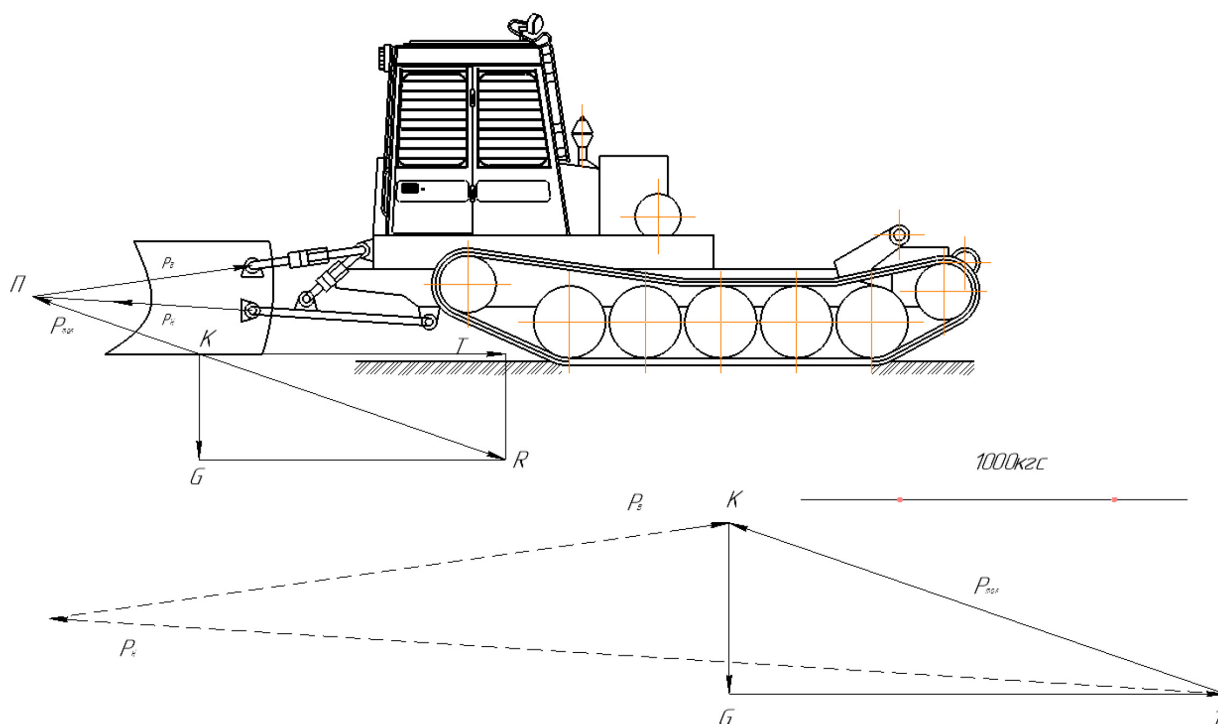


Рис. 3. Расчетная схема агрегата, состоящего из трактора ТТ-4 с клином.

Расположение мгновенного центра вращения π впереди орудия

Fig. 3. Calculation scheme of the unit consisting of a TT-4 tractor with a wedge.

The location of the instantaneous center of rotation π is in front of the implement

На рис. 4 приведена схема агрегата с клином в транспортном положении. При наличии орудия, навешенного спереди, статическая устойчивость агрегата характеризуется предельным углом уклона, на котором агрегат стоит без опрокидывания.

Положение центра тяжести агрегата определяется суммой моментов сил: веса клина $G_{кл} = 700$ кг, веса передней навески $G_{nn} = 250$ кгс и веса трактора $G_{мп} = 12\,400$ кг. Сумма моментов этих сил относительно следа центра тяжести агрегата равна нулю:

$$\sum M_0 = G_{кл} \cdot (4,0 - x) + G_{nn} \cdot (3,1 - x) - G_{мп} \cdot x = 0, \quad (22)$$

где x – расстояние от центра тяжести агрегата до центра тяжести трактора по горизонтали.

Отсюда

$$x = \frac{G_{кл} \cdot 4,0 + G_{nn} \cdot 3,1}{G_{кл} + G_{nn} + G_{мп}} = \frac{700 \cdot 4,0 + 250 \cdot 3,1}{700 + 250 + 12\,400} = 0,27 \text{ м.} \quad (23)$$

Следовательно, центр тяжести агрегата находится на 270 мм впереди центра тяжести трактора или на $(250 + 270) = 520$ мм впереди середины опорной поверхности гусениц.

Ось опрокидывания трактора на уклоне определяется минимальным углом α между вертикалью и лучом к возможной оси опрокидывания (Анилович, Водолажченко, 1966). Как следует из рис. 4, ось опрокидывания расположена на передней границе опорной поверхности. Угол α является предельным углом уклона:

$$\tan \alpha = \frac{0,84}{1,11} = 0,757, \quad (24)$$

$$\alpha = 37^\circ.$$

Агрегат может стоять на уклоне до 37° .

С приведенной нагрузкой $P = 2\,000$ кгс на оси подвеса передней навески центр тяжести находится на 770 мм впереди середины опорной поверхности гусениц, что позволит агрегату стоять на уклоне до 22° .

На рис. 5 приведена схема агрегата с плугом в транспортном положении. При наличии орудия, навешенного сзади, статическая устойчивость агрегата характеризуется предельным углом подъема, на котором агрегат стоит без опрокидывания.

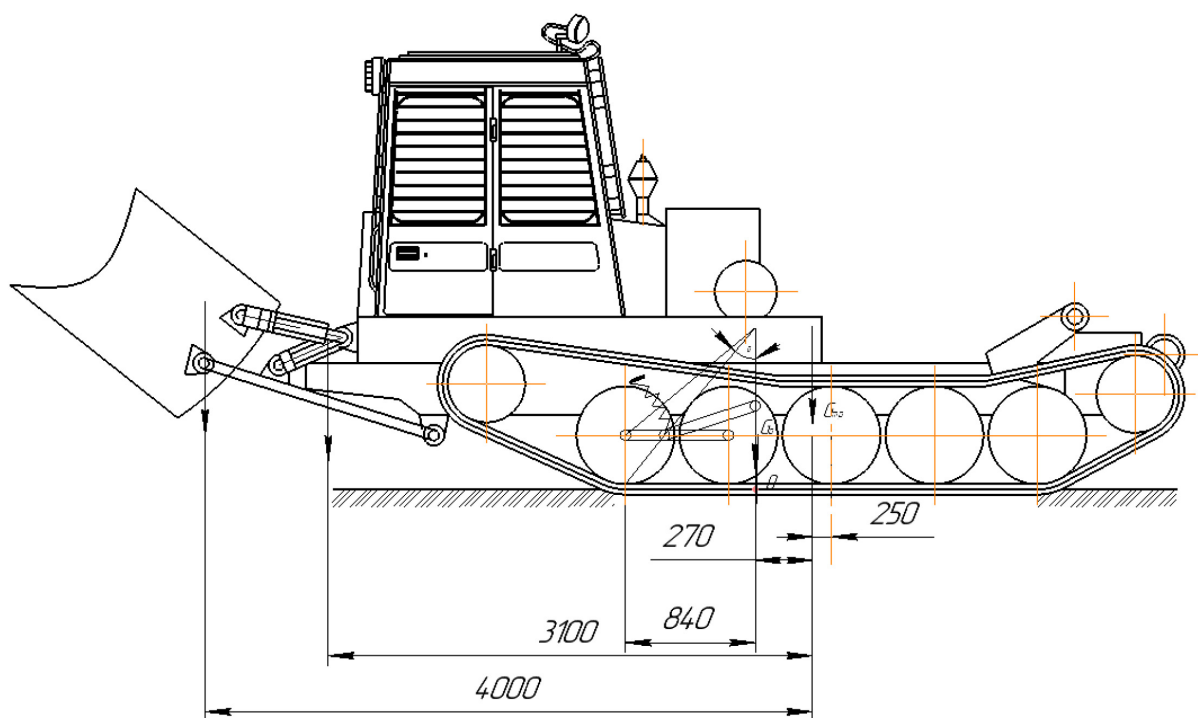


Рис. 4. Расчетная схема для определения продольной устойчивости агрегата с поднятым в транспортное положение клином

Fig. 4. Calculation scheme for determining the longitudinal stability of the unit with the wedge raised to the transport position

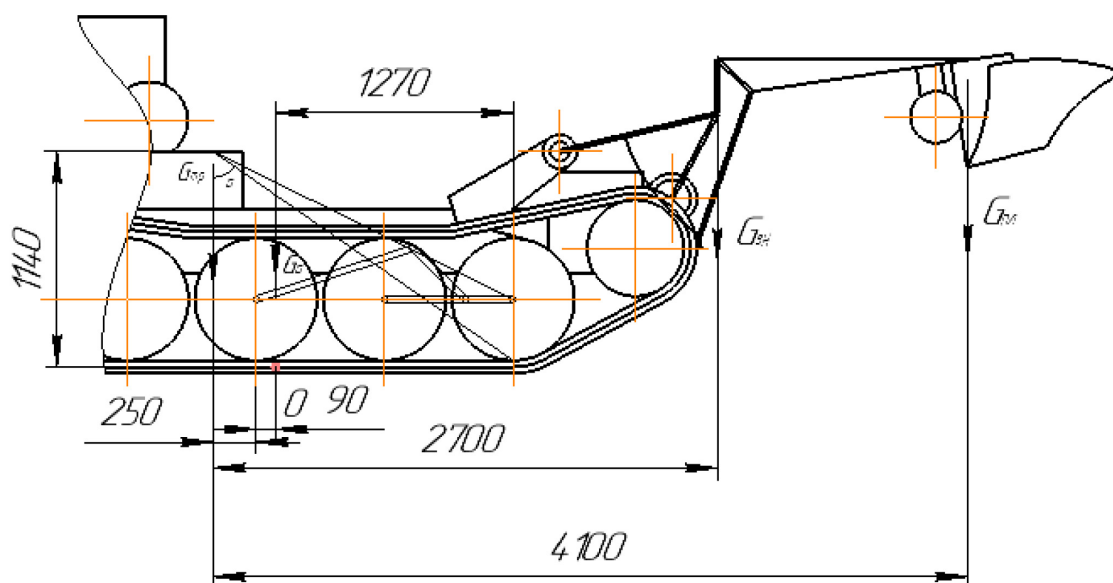


Рис. 5. Расчетная схема для определения продольной устойчивости агрегата с поднятым в транспортное положение плугом

Fig. 5. Calculation scheme for determining the longitudinal stability of the unit with the plough raised to the transport position

Определяем положение центра тяжести агрегата:

$$\sum M_0 = G_{пл} (4,1 - x) + G_{зн} (2,7 - x) - G_{тр} x = 0, \quad (25)$$

где $G_{пл} = 850$ кгс (вес плуга);

$G_{зн} = 430$ кгс (вес задней навески);

$$x = \frac{G_{пл} \cdot 4,1 + G_{зн} \cdot 2,7}{G_{пл} + G_{зн} + G_{тр}} = \frac{850 \cdot 4,1 + 430 \cdot 2,7}{850 + 430 + 12400} = 0,34 \text{ м.} \quad (26)$$

Центр тяжести агрегата находился на 340 мм позади центра тяжести трактора или на $(340 - 250) = 90$ мм позади середины опорной поверхности гусениц.

Возможная ось опрокидывания агрегата, стоящего на подъеме, определяется по минимальному углу α и находится на задней границе опорной поверхности.

Предельный угол подъема, равный α , составляет:

$$\tan \alpha = \frac{1,27}{1,14} = 1,114, \quad (27)$$

$$\alpha = 48^\circ.$$

Агрегат может стоять на подъеме до 48° .

С приведенной нагрузкой $P = 2500$ кгс на оси подвеса задней навески центр тяжести агрегата

находится на 440 мм позади середины опорной поверхности гусениц, что позволит агрегату стоять подъеме до 41° .

Поперечная устойчивость агрегата определяется предельным углом поперечного уклона, на котором стоит агрегат без опрокидывания, что, в свою очередь, зависит от колеи трактора и высоты расположения центра тяжести агрегата.

Так как вертикальная координата центра тяжести агрегата при поднятых в транспортном положении орудиях увеличивается незначительно (по расчетам до 3%), то полученная поперечная устойчивость агрегата 41° почти не отличается от поперечной устойчивости трактора (42°).

Проведенный анализ показывает, что устойчивость агрегата удовлетворяет требованиям безопасности работы и дополнительных мер для улучшения устойчивости не требуется.

Далее определяем наименьший радиус поворота трактора.

Поворот гусеничного трактора осуществляется за счет изменения скоростей движения гусениц. Поворот совершается вокруг мгновенного центра вращения O (рис. 6), положение которого определяется типом механизма поворота и сцеплением гусениц с почвой.

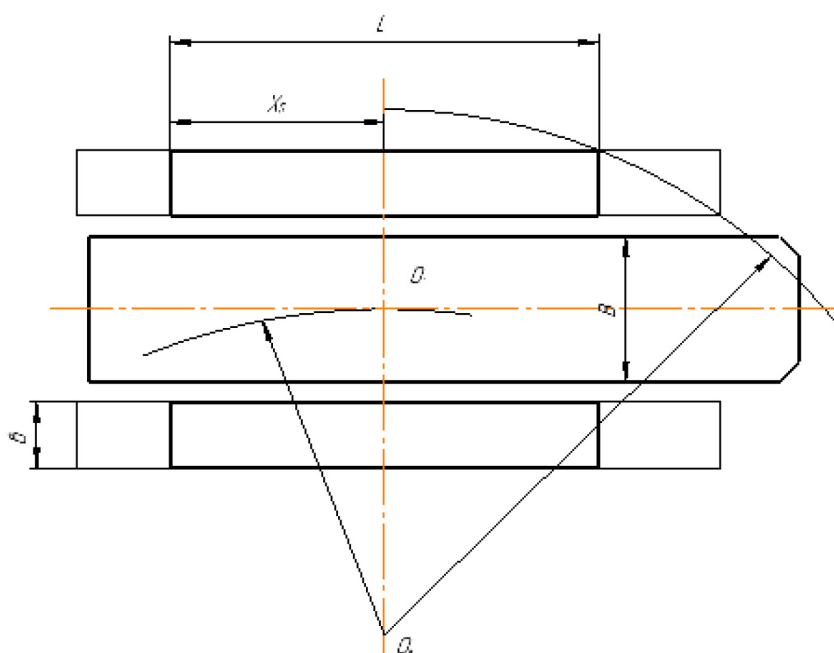


Рис. 6. Схема поворота трактора
Fig. 6. Tractor turning diagram

При нормальном сцеплении гусениц с почвой, расстоянии X^n , равном $L/2$, и совпадении мгновенного центра с центром O внешний радиус поворота может быть определен из геометрических соотношений (Анилович, Водолажченко, 1966).

$$R_n = \frac{1}{2} \sqrt{(2R + B + b)^2 + L^2}, \quad (28)$$

где R – радиус поворота – расстояние от мгновенного центра поворота до продольной плоскости симметрии трактора;

B – колея трактора;

b – ширина гусениц;

L – опорная длина трактора.

Для трактора ТТ-4 эти размеры имеют следующие значения:

$$B = 2 \text{ м}; b = 0,5 \text{ м}; L = 2,87 \text{ м}.$$

Наименьшее значение радиуса R_n получается при минимальном радиусе R , который должен быть равен 0,58 (Анилович, Водолажченко, 1966).

Подставляя значения в выражение и решив его, получаем минимальный радиус поворота трактора:

$$R_n = \frac{1}{2} \sqrt{(2 \cdot 1 + 2 + 0,5)^2 + 2,87^2} = 2,65 \text{ м}. \quad (29)$$

Итак, минимальный радиус поворота трактора должен быть не более 2,7 м.

Выводы

Энергетические параметры трактора достигали середины опорной поверхности, но при наиболее вероятных значениях P_k его положение характеризуется значениями $X = -50 + 100$ мм, т.е. является весьма благоприятным. Проведенный анализ данных испытаний показывает, что трактор ТДТ-75 с точки зрения усилий от плуга, действующих на трактор, нормальных давлений на катки и расположения центра давления при работе может быть успешно использован в качестве тягача широкозахватных лесных плугов при работе на нераскорчеванных вырубках с различными почвенными условиями.

Список источников

- Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М. : Машгиз, 1966. 47 с.
- Васильев А. В., Докучаева Е. Н., Уткин-Любовцов О. Л. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства. М. : Машиностроение, 1969. 192 с.

- Войнаш А. С. Лесопромышленные тракторы / Рубцовский индустриальный институт. Рубцовск, 2014. 14 с.
- Поletaikin В. Ф., Плесовских Г. Н. Расчетная схема лесопогрузчика перекидного типа // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 5. С. 22–23.
- Сатаров Г. А. Машины и механизмы в лесном и лесопарковом хозяйстве : учеб. пособие. Ульяновск, 2017. 83 с.
- Тракторы : учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / под общ. ред. В. В. Гуськова. М. : Машиностроение, 1988. 376 с.
- Шегельман И. Р., Будник П. В., Баклагин В. Н. Оценка рейсовой нагрузки лесного трактора как важнейшего фактора проектирования и создания прогрессивных лесных машин // Современные наукоемкие технологии. 2018. № 11–1. С. 78–83.
- Book R. S., Goering C. E. A new traction model for crawler tractors // Transactions of the ASAE. 2000. Т. 43. № 1. P. 39–46.
- Design and physical model experiment of an attitude adjustment device for a crawler tractor in hilly and mountainous regions / J. Sun, C. Meng, Ya. Zhang [et al.] // Information Processing in Agriculture. 2020. Т. 7. № 3. P. 466–478.
- Design matching and dynamic performance test for an HST-based drive system of a hillside crawler tractor / Z. Liu, G. Zhang, G. Chu [et al.] // Agriculture. 2021. Т. 11. № 5. P. 466.
- Nosov S. V., Peregodov N. E. Assessment of the compaction effect and operational characteristics of a crawler tractor based on a rheological approach // Tractors and Agricultural Machinery. 2022. Т. 89. № 1. P. 43–51.

References

- Anilovich V. Ya., Vodolazhchenko Yu. T. Design and calculation of agricultural tractors. Moscow : Mashgiz, 1966. 47 p.
- Book R. S., Goering C. E. A new traction model for crawler tractors // Transactions of the ASAE. 2000. Т. 43. № 1. P. 39–46.
- Design and physical model experiment of an attitude adjustment device for a crawler tractor in hilly and mountainous regions / J. Sun, C. Meng, Ya. Zhang [et al.] // Information Processing in Agriculture. 2020. Т. 7. № 3. P. 466–478.
- Design matching and dynamic performance test for an HST-based drive system of a hillside crawler tractor / Z. Liu, G. Zhang, G. Chu [et al.] // Agriculture. 2021. Т. 11. № 5. P. 466.
- Nosov S. V., Peregodov N. E. Assessment of the compaction effect and operational characteristics of a crawler tractor based on a rheological approach // Tractors and Agricultural Machinery. 2022. Т. 89. № 1. P. 43–51.
- Poletaikin V. F., Plesovskikh G. N. Calculation scheme of a reversible log loader // Tractors and agricultural machinery. 2013. № 5. P. 22–23 (In Russ.)
- Satarov G. A. Machines and mechanisms in forestry and forest park management : Study guide. Ulyanovsk, 2017. 83 p.
- Shegelman I. R., Budnik P. V., Baklagin V. N. Evaluation of the Routing Load of a Forestry Tractor as the Most Important Factor in the Design and Creation of Progressive Forestry Machines // Modern Science-Intensive Technologies. 2018. № 11–1. P. 78–83. (In Russ.)
- Tractors : Textbook for university students majoring in “Cars and Tractors” / Under the general editorship of V. V. Guskov. Moscow : Mashinostroenie, 1988. 376 p.
- Vasiliev A. V., Dokuchaeva E. N., Utkin-Lyubovtsov O. L. Influence of design parameters of a tracked tractor on its traction and coupling properties. Moscow : Mashinostroenie, 1969. 192 p.
- Voynash A. S. Forestry tractors / Rubtsovsk Industrial Institute. Rubtsovsk, 2014. 14 p.

Информация об авторах

С. Ш. Саая – старший преподаватель;

С. Н. Орловский – кандидат технических наук, доцент;

С. Н. Долматов – кандидат технических наук, доцент.

Information about the authors

S. Sh. Saaya – senior Lecturer;

S. N. Orlovsky – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor;

S. N. Dolmatov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor.

Статья поступила в редакцию 29.10.2024; принята к публикации 13.12.2024.

The article was submitted 29.10.2024; accepted for publication 13.12.2024.

