

DOI: 10.15393/j2.art.2019.4902

УДК 630.3

Статья

## Сравнение показателей взаимодействия с грунтом и проходимости колёсных и колёсно-гусеничных движителей

**Хитров Егор Германович**

*кандидат технических наук, Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С. М. Кирова, (Российская Федерация), [yegorkhitrov@gmail.com](mailto:yegorkhitrov@gmail.com)*

**Котенев Евгений Викторович**

*Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С. М. Кирова, (Российская Федерация), [kotenew@bk.ru](mailto:kotenew@bk.ru)*

*Получена: 22 октября 2019 / Принята: 15 ноября 2019 / Опубликовано: 16 ноября 2019*

---

**Аннотация:** Цель исследования — сравнить оценки глубины колеи, тягово-сцепных свойств и проходимости колёсного и колёсно-гусеничного движителя, получаемые с помощью уточнённой математической модели взаимодействия эластичного штампа с деформируемым полупространством. Исследование базируется на положениях теории движения автотранспорта в условиях бездорожья и механики грунтов; при определении количественных показателей использованы численные методы интегрирования и решения уравнений; для получения инженерных зависимостей осуществлён вычислительный эксперимент с аппроксимацией расчётных данных. Показано, что при типовых параметрах движителя на слабонесущих почвогрунтах колёсные и колёсно-гусеничные форвардеры весом более 0,1 МН (10,0 т) образуют колею глубже 0,1 м. Потеря опорной проходимости у колёсных машин на слабонесущем почвогрунте происходит при весе машины свыше 0,115 МН (11,5 т). Установлено, что оснащение колёсных машин моногусеницами позволит сохранить опорную проходимость на слабонесущих почвогрунтах. На почвогрунтах средней прочности допустимый вес колёсного форвардера, при котором глубина колеи не превысит 0,1 м, составляет 0,285 МН (28,5 т), допустимый вес колёсно-гусеничной машины 0,355 МН (35,5 т). Таким образом, установлено, что при работе на почвогрунтах средней прочности, при необходимости сохранить напочвенный покров, колёсные машины с рабочим весом свыше 0,285 МН (28,5 т) следует оснащать моногусеницами. Потеря опорной проходимости на почвогрунтах средней

прочности происходит при суммарном весе колёсного форвардера свыше 0,305 МН (30,5 т). У колёсно-гусеничных машин потеря опорной проходимости не прогнозируется. Таким образом, установлено, что при работе на почвогрунтах средней прочности колёсные форвардеры с рабочим весом свыше 0,305 МН (30,5 т) следует оснащать моногусеницами. В статье приводятся формулы для приближенного определения глубины колеи, коэффициента сопротивления движению, коэффициента сцепления и среднего давления колёсного и колёсно-гусеничного движителя на лесной почвогрунт при варьировании ширины и диаметра колеса, давления в шине и нагрузки на движитель, которые могут использоваться на начальном этапе подбора допустимых параметров движителя в зависимости от физико-механических свойств лесного почвогрунта.

**Ключевые слова:** лесной почвогрунт, глубина колеи, тягово-сцепные свойства, комплексный параметр проходимости.

---

DOI: 10.15393/j2.art.2019.4902

Article

## Comparison of ground interaction and travel capability of wheeled and bogie-tracked vehicles

**Egor Khitrov**

*PhD in engineering, St. Petersburg State Forest Technical University named after S. M. Kirov, (Russian Federation), [yegorkhitrov@gmail.com](mailto:yegorkhitrov@gmail.com)*

**Evgenii Kotenev**

*St. Petersburg State Forest Technical University named after S. M. Kirov, (Russian Federation), [kotenev@bk.ru](mailto:kotenev@bk.ru)*

*Received: 22 October 2019 / Accepted: 15 November 2019 / Published: 16 November 2019*

---

**Abstract:** The purpose of our study is to compare estimates of rut depth, tractive performance and travel capability of wheeled and bogie-tracked forestry vehicles by using the results of computational experiment with an updated mathematical model of interaction of an elastic stamp with a deformable half-space. The study is based on soil mechanics methodology and off-the-road locomotion theory. The study uses numerical methods of integration and equations solution when determining quantitative indicators of the interaction process. A data fitting computational experiment is used to obtain engineering dependencies. The results show that with typical parameters of the mover on weak soil wheeled and bogie-tracked forwarders weighing more than 0.1 MN (10.0 t) form a rut deeper than 0.1 m. Travel capability loss of wheeled vehicles on weak soil occurs when the weight of the machine exceeds 0.115 MN (11.5 t), while equipping wheeled vehicles with bogie-tracks allows maintaining the travel capability on the weak soil. When moving on moderately firm ground permissible weight of a wheeled forwarder at which the rut depth does not exceed 0.1 m is 0.285 MN (28.5 tons), the permissible weight of a bogie-tracked vehicle is 0.355 MN (35.5 tons). Thus, it has been found that when moving on moderately firm ground wheeled vehicles with the weight of more than 0.285 MN (28.5 t) should be equipped with bogie-tracks to preserve the soil cover. Travel capability loss on the moderately firm ground occurs when the total weight of a wheeled forwarder exceeds 0.305 MN (30.5 t). For bogie-tracked vehicles, the travel capability loss is not expected. Thus, it was found that when working on moderately firm ground wheeled forwarders with working weight of more than 0.305 MN (30.5 t) should be equipped with bogie-tracks. The article also provides formulas for approximate estimation of the rut depth, the rolling resistance coefficient, the traction coefficient and

the average ground pressure for wheeled and bogie-tracked movers when varying the wheel width and diameter, tire inflation pressure and the wheel load. These formulas can be used at the initial stage of selecting permissible parameters of the movers depending on mechanical properties of forest soil.

**Keywords:** forest soil, rut depth, tractive performance, complex travel capability parameter

---

## 1. Введение

Почвенно-грунтовые условия Северо-Западного федерального округа нашей страны сложны с точки зрения проходимости лесных машин [1]. В связи с этим колёсную технику, используемую при сортиментной технологии заготовки древесины, при необходимости оснащают съёмными средствами повышения проходимости — моногусеницами [2]. Использование моногусениц позволяет снизить давление движителя на почвогрунт и глубину образующейся колеи, повысить тягово-сцепные свойства и проходимость движителя [2]—[5]. Вместе с тем использование моногусениц приводит к повышенному износу дорогостоящих шин форвардеров, может снизить маневренность техники [2]. Были разработаны и исследованы математические модели, базирующиеся на решении задачи о вдавлении эластичного штампа в деформируемое полупространство, прогнозирующие глубину колеи и тягово-сцепные свойства колёсных машин [6], [7], в том числе при работе на лесных почвогрунтах [2], [8]—[11]. Модели прошли верификацию и доказали перспективность использования методов механики грунтов в решении задач лесоинженерного дела [2], [8]—[12]. Известны также научные труды в области изучения показателей работы колёсно-гусеничной техники [4], [5], [13]. К сожалению, детально сравнить результаты, полученные для колёсных и колёсно-гусеничных форвардеров, затруднительно, поскольку авторы используют различную методологию [5], [13], разные характеристики почвенно-грунтовых поверхностей [13], [14]. Анализ литературных источников показал нехватку сведений по количественной оценке ряда показателей колёсно-гусеничных движителей, таких как, например, коэффициенты сопротивления движению, сцепления и тяги. Научная картина процесса взаимодействия колёсных и колёсно-гусеничных машин с лесными почвогрунтами не завершена. На практике, в конкретных природно-производственных условиях, это обстоятельство приводит к сложностям при принятии решений о целесообразности оснащения техники съёмными средствами повышения проходимости.

Цель нашего исследования — сравнить оценки глубины колеи, тягово-сцепных свойств и проходимости колёсного и колёсно-гусеничного движителя, получаемые с помощью уточнённой математической модели взаимодействия эластичного штампа с деформируемым полупространством.

## 2. Материалы и методы

Исследование базируется на положениях теории движения автотранспорта в условиях бездорожья и механики грунтов; при определении количественных показателей использованы численные методы интегрирования и решения уравнений; для получения инженерных зависимостей осуществлён вычислительный эксперимент с аппроксимацией расчётных данных.

### 3. Результаты

#### 3.1. Уравнения, образующие математическую модель

Примем в качестве основы разрабатываемой модели уравнение осадки деформируемого полупространства под воздействием штампа, обоснование которого изложено в работах [6], [7], [9], [11]. Уравнение представим в модифицированном виде:

$$h = \frac{p_s}{p_s - p} \cdot \frac{aBJpK}{\sqrt{1 - JpK}} \operatorname{arctg} \frac{H - h}{aB \cdot (1 - JpK)}, \quad (1)$$

где  $J$  — параметр, характеризующий соотношение сторон штампа шириной  $B$  и длиной  $L$  (модели движителя),  $a$  — параметр, учитывающий толщину (мощность) деформируемого слоя полупространства  $H$  (модели лесного почвогрунта),  $p$  — среднее нормальное давление по пятну контакта,  $K$  — жёсткость почвогрунта.

В уравнении (1) мы используем жёсткость полупространства  $K$  вместо модуля общей деформации  $E$ . Такая модификация уравнения делает его универсальным по отношению к реологической модели почвогрунта, не нарушает порядок вычислений при необходимости рассмотреть несколько реологических моделей почвогрунта. Физические процессы, сопровождающие колееобразование на почвогрунтах с ограниченной толщиной деформируемого слоя, качественно описывает модель Максвелла — Томпсона [8], [15], жёсткость в этом случае найдём по формуле [8], [15]:

$$K = \frac{1}{E} + \frac{1}{E_0} \left( 1 - \exp \left( -\frac{E_0}{\eta} t \right) \right), \quad (2)$$

где  $E$  — мгновенный модуль деформации почвогрунта,  $E_0$  — длительный модуль деформации почвогрунта,  $\eta$  — вязкость почвогрунта,  $t$  — время воздействия движителя на опорную поверхность [15]:

$$t = n \frac{L}{v}, \quad (3)$$

где  $v$  — поступательная скорость машины,  $n$  — число последовательных проходов движителя по колее.

Параметры  $J$ ,  $a$  рассчитаем по известным формулам [6]:

$$J = \frac{0,03B + L}{0,6B + 0,43L} \quad (4)$$

$$a = 0,64 \left( 1 + \frac{B}{H} \right). \quad (5)$$

Среднее давление  $p$  определим по формуле [14]:

$$p = \frac{G_w}{BL}, \quad (6)$$

где  $G_w$  — нагрузка на движитель.

Несущую способность полупространства найдём по апробированным формулам [7]:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_s = p_{s0} \alpha_z \\ p_{s0} = 0,5K_1 N_1 \gamma B + N_2 \gamma h + K_3 N_3 C \\ K_1 = \frac{L}{L + 0,4B}; K_3 = \frac{L + B}{L + 0,5B} \\ N_1 = \frac{1 - S^4}{S^5}; N_2 = \frac{1}{S^2}; N_3 = \frac{2(1 + S^2)}{S^3}; S = \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \\ \alpha_z = 1 + \frac{H_\varphi h}{2H \cdot (H - h - 0,25H_\varphi)}; H_\varphi = \frac{\sqrt{2}}{2} \exp \left[ \left( \frac{\pi}{4} + \frac{3\varphi}{4} \right) \tan \frac{3\varphi}{4} \right] B \cos \frac{3\varphi}{4} \operatorname{tg} \varphi \end{array} \right. , \quad (7)$$

где  $p_{s0}$  — несущая способность полупространства с неограниченной мощностью (т. е. почвогрунтов, глубина распространения сжатия в которых не ограничена, например, торфяников),  $\alpha_z$  — коэффициент, учитывающий мощность деформируемого слоя полупространства,  $K_1, K_3$  — коэффициенты, учитывающие соотношение сторон штампа,  $N_1, N_2, N_3$  — коэффициенты, учитывающие внутреннее трение частиц почвогрунта,  $\varphi$  — угол внутреннего трения частиц почвогрунта,  $C$  — удельное сцепление частиц почвогрунта,  $\gamma$  — удельный вес почвогрунта,  $S, H_\varphi$  — вспомогательные обозначения.

В уравнениях (3), (4), (6) фигурирует параметр  $L$ , вопрос определения которого следует рассмотреть отдельно. Для гусеничных машин длину пятна контакта  $L$  можно принять приближённо равной длине горизонтальной проекции гусеницы на опорную поверхность, но при моделировании взаимодействия колёсного движителя с почвогрунтом необходимо рассматривать совместные деформации эластичного колёсного движителя и почвогрунта [9]— [11], что усложняет задачу.

Для длины пятна контакта колёсного движителя с деформируемой опорной поверхностью получено уравнение [6]

$$L = \sqrt{dh_z - h_z^2} + \sqrt{d(h + h_z) - (h_z + h)^2}, \quad (8)$$

где  $d$  — диаметр колеса,  $h_z$  — радиальная деформация колеса.

Примем, что для колёсно-гусеничного движителя длина пятна контакта  $L$  определится межосевым расстоянием и деформацией колёс:

$$L = \sqrt{dh_z - h_z^2} + \sqrt{d(h + h_z) - (h_z + h)^2} + A, \quad (9)$$

где  $A$  — межосевое расстояние (для колёсных форвардеров примем:  $A \approx d + 0,5$  м).

Было показано, что радиальную деформацию колеса следует определять с учётом деформации опорной поверхности [8], [9], там же изложен подход по получению приближенных уравнений для нахождения радиальной деформации через параметры колёсного движителя и осадку  $h$ . Нами выполнена серия расчётов при варьировании параметров в пределах, характерных для лесных машин:  $G_w = 0,015 \dots 0,065$  МН,  $B = 0,6 \dots 0,8$  м,  $d = 1,2 \dots 1,8$  м,  $p_w = 0,1 \dots 0,75$  МПа,  $h = 0 \dots 0,5$  м. В результате обработки расчётных данных получена функция (размерности соответствуют указанным выше)

$$h_z = 0,06453 \sqrt{\frac{BG_w^2}{h^{0,75} dp_w^2}}. \quad (10)$$

С учётом формул (2)—(10) осадка почвогрунта  $h$  под воздействием колёсного движителя по уравнению (1) определяется 13 входными параметрами математической модели:  $E$ ,  $H$ ,  $C$ ,  $\varphi$ ,  $\gamma$ ,  $E_0$ ,  $\eta$  (свойства почвогрунта),  $B$ ,  $d$ ,  $p_w$ ,  $n$ ,  $\nu$ ,  $G_w$  (свойства движителя). Решение уравнения (1) возможно лишь численно.

Тягово-цепные свойства характеризуются коэффициентами сопротивления движению, сцепления и тяги. Коэффициент тяги представляет собой разность [10]:

$$\varphi_p = \mu - \varphi_R, \quad (11)$$

где  $\mu$  — коэффициент сцепления,  $\varphi_R$  — коэффициент сопротивления движению.

Коэффициенты  $\varphi_R$ ,  $\mu$  рассчитываются по формулам [10]:



$$\varphi_R = \frac{F_R}{G_w}, \quad (12)$$

$$\mu = \frac{F_T}{G_w}, \quad (13)$$

где  $F_R$  — сила сопротивления движению машины (зависит от сопротивления деформируемого почвогрунта и потерь на деформацию движителя),  $F_T$  — сила сцепления движителя с опорной поверхностью (зависит от сдвиговых свойств почвогрунта и параметров сдвига).

Силу сопротивления определим по формуле [6], [10]

$$F_R = \xi_R G_w + B \int_0^h p dh, \quad (14)$$

где  $\xi_R$  — коэффициент, зависящий от типа движителя и отражающий потери на преодоление сопротивления его деформированию и отрыву от опорной поверхности (для колёсных машин примем:  $\xi_R \approx 0,05$ ).

Силу сцепления определяют по формуле [6], [10]

$$F_T = B \int_0^L \tau dx, \quad (15)$$

где  $\tau$  — напряжение сдвига, возникающее в почвогрунте под действием касательной нагрузки со стороны движителя лесной машины,  $x$  — горизонтальная координата, отсчитываемая по длине пятна контакта движителя лесной машины с почвогрунтом.

Напряжение сдвига определим по формуле [6], [10], [15]

$$\tau = \frac{jG\tau_{\max}}{jG + t_g\tau_{\max}}, \quad (16)$$

где  $j$  — деформация сдвига,  $G$  — модуль сдвига,  $t_g$  — шаг грунтозацепов,  $\tau_{\max}$  — максимальное сопротивление сдвигу почвогрунта.

Сдвиговая деформация изменяется по длине пятна контакта в соответствии с формулой [10], [15]

$$j = Sx, \quad (17)$$

где  $S$  — коэффициент буксования [10], [15]:

$$v = v_0(1 - S), \quad (18)$$

где  $v_0$  — скорость машины при движении без пробуксовки, ограниченная сопротивлением деформируемого лесного почвогрунта.

На основе рекомендаций [6] выражение для максимального сопротивления сдвигу представим формулой

$$\tau_{\max} = p \operatorname{tg} \varphi + C \left( 1 - \frac{j}{t_g} \right) \operatorname{Heaviside} \left( \frac{j_0 - j}{t_g} \right), \quad (19)$$

где  $\operatorname{Heaviside}(\dots)$  — единичная функция Хевисайда, введённая для удобства проведения автоматизированных вычислений,  $j_0$  — максимальная деформация сдвига, ведущая к срезу почвогрунта [6]:

$$j_0 = \frac{\tau_0 t_g}{G} \left( \sqrt{\frac{G}{C}} - 1 \right), \quad (20)$$

где  $\tau_0$  — сопротивление почвогрунта сдвигу без учёта среза [1]:

$$\tau_0 = p \operatorname{tg} \varphi + C. \quad (21)$$

Анализ результатов интегрирования выражения (15) с учётом формул (16)—(21) позволил нам установить, что максимум силы сцепления достигается при коэффициенте буксования, равном:

$$S_{\text{opt}} = \frac{1}{l} \cdot \frac{\tau_0 t_g}{G} \left( \sqrt{\frac{G}{C}} - 1 \right). \quad (22)$$

Скорость лесной машины, ограниченная мощностью движителя и сопротивлением почвогрунта, определяется по формуле [10]

$$v_0 = \frac{N\eta_T}{\varphi_R W}, \quad (23)$$

где  $N$  — мощность двигателя лесной машины,  $\eta_T$  — коэффициент полезного действия трансмиссии,  $W$  — суммарный вес лесной машины.

Суммарный вес машины здесь и далее выражен через приведённые нагрузки на движитель, определяемые по очевидной формуле

$$W = kG_w, \quad (24)$$

где  $k$  — число колёс либо колёсно-гусеничных пар машины в зависимости от типа движителя.

В ряде случаев для количественной оценки проходимости используют комплексный параметр проходимости [6], [15], представляющий собой соотношение скорости машины, расхода топлива (оценивается по коэффициенту сопротивления движению машины) и рейсовой нагрузки (оценивается по коэффициенту тяги) в реальных и эталонных условиях. Коэффициент рассчитывают по формуле [15]

$$P = \frac{\varphi_p \varphi_R^{\mathfrak{E}} v}{\varphi_p^{\mathfrak{E}} \varphi_R v^{\mathfrak{E}}}, \quad (25)$$

где индекс «Э» означает показатель, определённый в эталонных условиях (в эталонных условиях  $P = 1$ , чем ближе значение  $P$  к нулю, тем ниже оценка проходимости машины).

### 3.2. Результаты расчётов

Изложим порядок реализации предлагаемой математической модели. Для проведения вычислений нами создана программа в виде рабочего листа прикладного математического пакета *Maple 2017*. Параметры почвогрунта примем по таблице 1 [1] с дополнениями по работам [7], [8], [16].

Расчёты выполнены при следующих параметрах машины и движителя:

- для колёсного движителя  $B = 0,7$  м,  $d = 1,333$  м,  $p_w = 0,35$  МПа,  $v = 1,4$  м/с,  $n = 4$ ,  $k = 8$ ,  $\eta_T = 0,97$ ,  $t_g = 0,15$  м,  $N = 0,5123W - 0,0024$  [2] (четырёхосный форвардер);
- для колёсно-гусеничного движителя  $B = 0,7$  м,  $d = 1,333$  м,  $p_w = 0,35$  МПа,  $v = 1,4$  м/с,  $n = 2$ ,  $k = 4$ ,  $\eta_T = 0,97$ ,  $t_g = 0,15$  м,  $N = 0,5123W - 0,0024$  (четырёхосный форвардер, оснащённый моногусеницами).

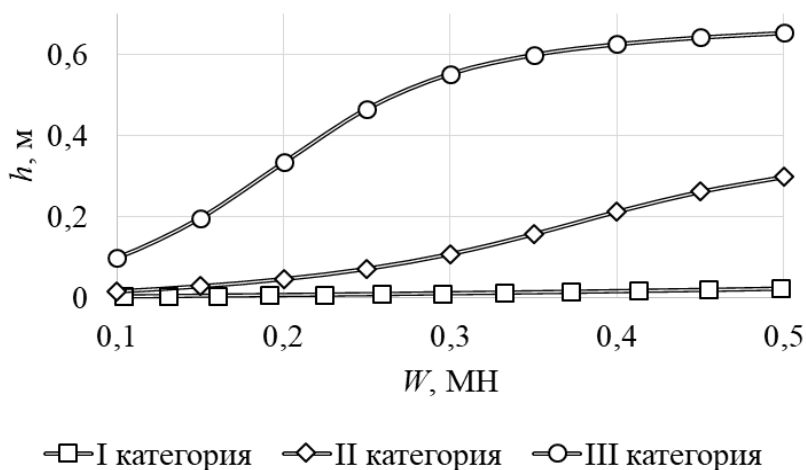
**Таблица 1.** Значения механических свойств лесного почвогрунта при проведении расчётов

**Table 1.** Values of mechanical properties of forest soil during calculations

Параметр почвогрунта	Обозначение, размерность	Категория почвогрунта		
		Слабонесущий почвогрунт (III категория)	Почвогрунт средней прочности (II категория)	Прочный почвогрунт (I категория)
Модуль общей деформации	$E$ , МПа	0,4	1,0	3,0
Модуль длительной деформации	$E_d$ , МПа	0,4	1,0	3,0
Вязкость	$\eta$ , МПа·с	0,13	0,78	6,43
Мощность деформируемого слоя (толщина)	$H$ , м	0,8	0,4	0,3
Удельный вес	$\gamma$ , МН/м <sup>3</sup>	0,0075	0,0085	0,0095
Удельное сцепление	$C$ , МН	0,005	0,012	0,024
Угол внутреннего трения	$\varphi$ , °	11	15	16
Модуль сдвига	$G$ , МПа	0,22	0,24	0,28

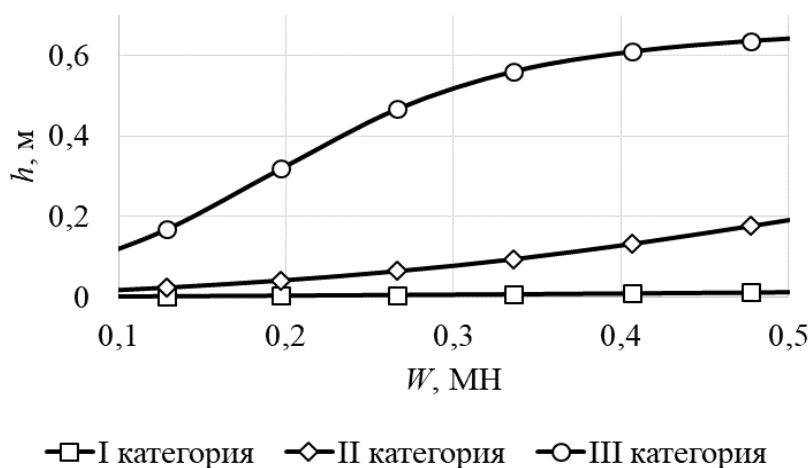
Порядок расчёта следующий. Задаётся вес машины  $W$ , по его значению определяется нагрузка на единичный движитель по формуле (24). Создаётся сетка значений  $G_w^{(i)}$  в пределах от 0 до значения  $G_w$  (верхняя граница изменения), полученного по формуле (24). При каждом принятом значении  $G_w^{(i)}$  численно решается система уравнений (1)—(10) (встроенная команда `fsolve` языка *Maple*). В результате решения получаем ряд значений глубины колеи  $h^{(i)}$ , по которым рассчитываем значения среднего давления  $p^{(i)}$  по формуле (6). Силу сопротивления  $F_R$  определим по формуле (14), где функция  $p(h)$  заменяется полученными численными данными  $p^{(i)}$ ,  $h^{(i)}$ , расчёт ведётся методом трапеций. Дальнейшие расчёты ведём для данных, полученных при максимальном значении  $G_w$ , определённом в самом начале расчёта по формуле (24). Интеграл для силы сцепления по уравнению (15) с учётом выражений (16)—(21) определяется численно (встроенная команда `int...numeric` языка *Maple*), причём  $S = S_{opt}$  по формуле (22). Тягово-сцепные характеристики и скорости определяем по формулам (11)—(13), (18), (23). На заключительном этапе расчёта вычисляем значение комплексного параметра проходимости по формуле (25).

Результаты расчёта показателей взаимодействия колёсного и колёсно-гусеничного движителя с почвогрунтом представлены на рисунках 1—16.



**Рисунок 1.** Влияние веса колёсного форвардера на глубину колеи

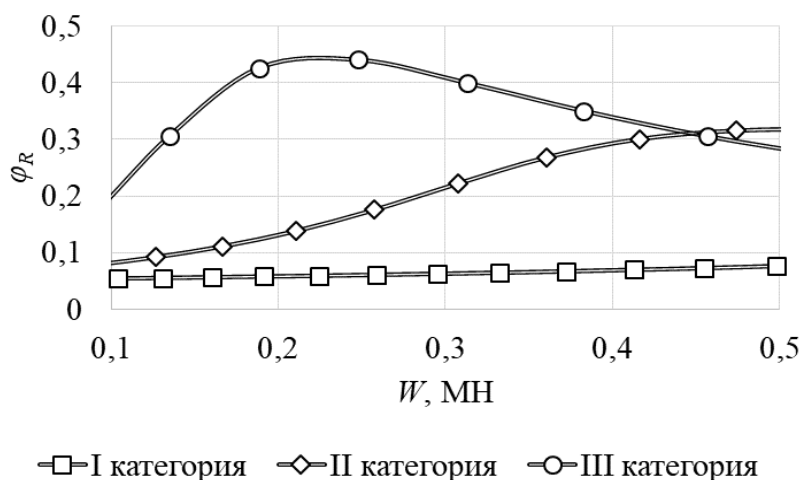
**Figure 1.** Effect of wheeled forwarder weight on the rut depth



**Рисунок 2.** Влияние веса колёсного форвардера на глубину колеи (при оснащении форвардера моногусеницами)

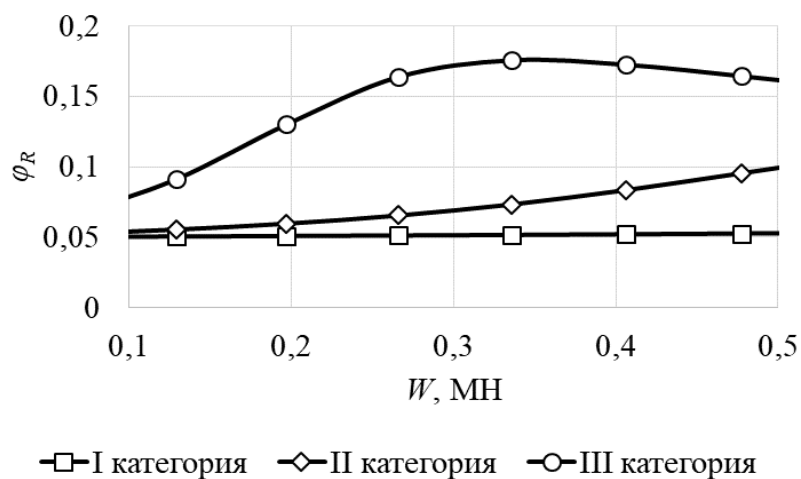
**Figure 2.** Effect of bogie-tracked forwarder weight on the rut depth

Как показывают результаты расчётов, глубина колеи, образующейся под воздействием машины, оснащённой моногусеницами, снизится в среднем на 20 % при работе на прочных почвогрунтах I категории, на 15—20 % при работе на почвогрунтах II категории, на 5—10 % при работе на слабонесущих почвогрунтах III категории.



**Рисунок 3.** Влияние веса колёсного форвардера на коэффициент сопротивления движению

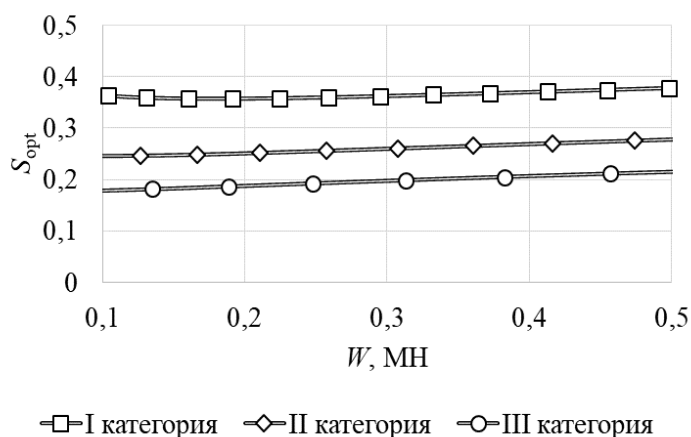
**Figure 3.** Influence of wheeled forwarder weight on the rolling resistance coefficient



**Рисунок 4.** Влияние веса колёсного форвардера на коэффициент сопротивления движению (при оснащении форвардера моногусеницами)

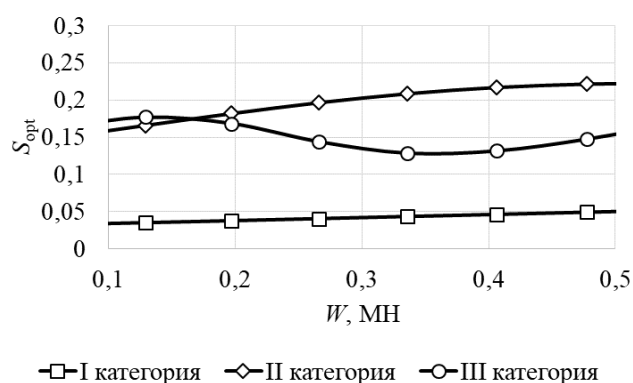
**Figure 4.** Influence of bogie-tracked forwarder weight on the rolling resistance coefficient

При оснащении техники моногусеницами снижается коэффициент сопротивления движению машины: на прочных почвогрунтах снижение составит в среднем 20 %, на почвогрунтах средней прочности — 50 %, а на слабонесущих почвогрунтах коэффициент сопротивления движению будет ниже в среднем на 60 %.



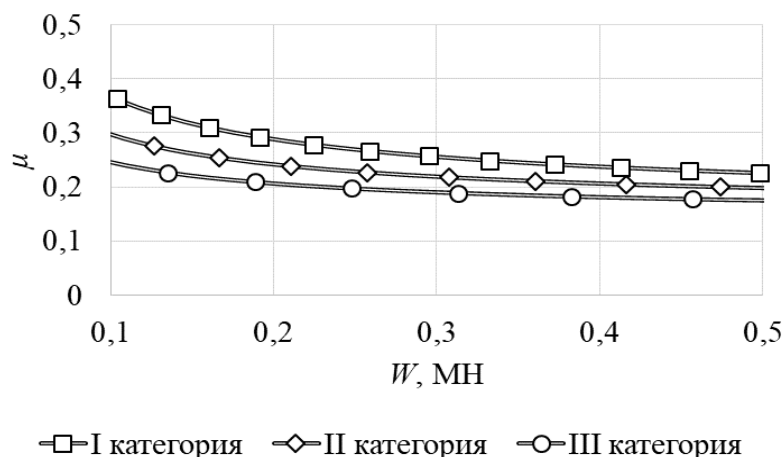
**Рисунок 5.** Влияние веса колёсного форвардера на коэффициент буксования, при котором обеспечивается максимальное сцепление движителя с опорной поверхностью

**Figure 5.** Influence of wheeled forwarder weight on the slip ratio at the maximum net thrust



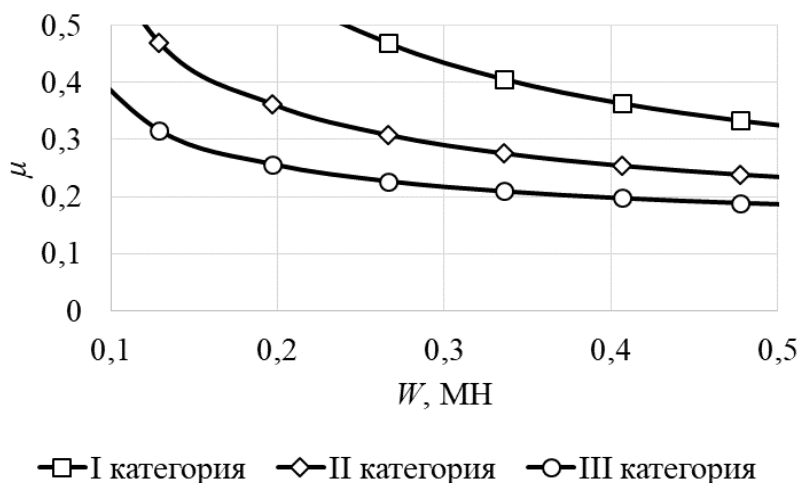
**Рисунок 6.** Влияние веса колёсного форвардера на коэффициент буксования, при котором обеспечивается максимальное сцепление движителя с опорной поверхностью (при оснащении форвардера моногусеницами)

**Figure 6.** Influence of bogie-tracked forwarder weight on the slip ratio at the maximum net thrust



**Рисунок 7.** Влияние веса колёсного форвардера на максимальный коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью

**Figure 7.** Influence of wheeled forwarder weight on the maximum net thrust coefficient



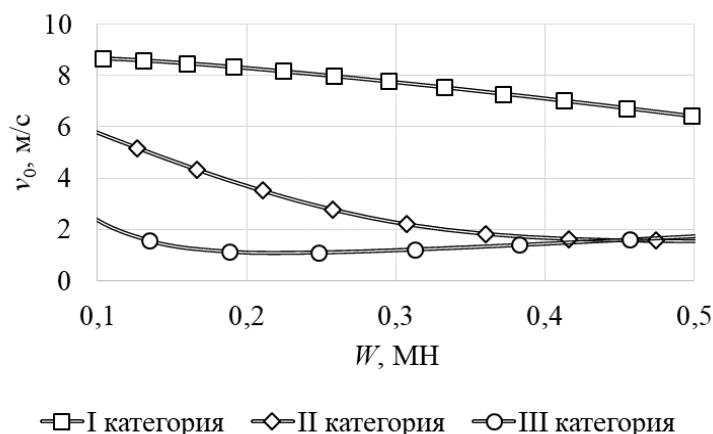
**Рисунок 8.** Влияние веса колёсного форвардера на максимальный коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью (при оснащении форвардера моногусеницами)

**Figure 8.** Influence of bogie-tracked forwarder weight on the maximum net thrust coefficient

При прочих равных условиях коэффициент сцепления машин с колёсно-гусеничным движителем выше, чем у машин с колёсным, в среднем на 60 % при работе на прочных

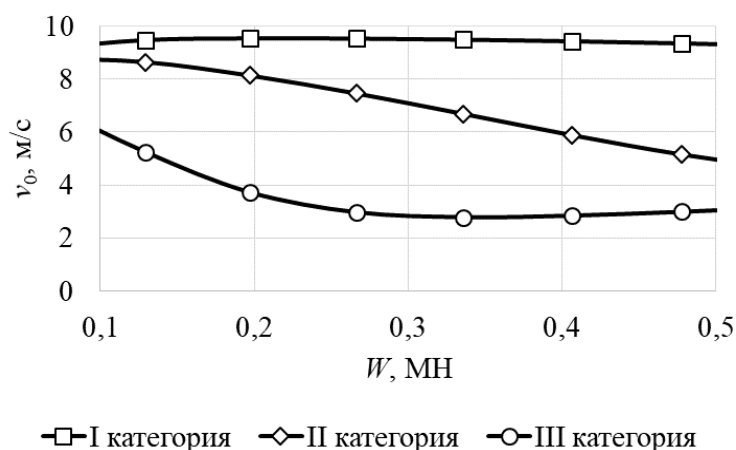


почвогрунтах, на 30 % при работе на почвогрунтах средней прочности и на 20 % при работе на слабонесущих почвогрунтах.



**Рисунок 9.** Влияние веса колёсного форвардера на скорость, ограниченную мощностью двигателя и сопротивлением движению

**Figure 9.** Influence of wheeled forwarder weight on the velocity limited by the engine power output and the rolling resistance

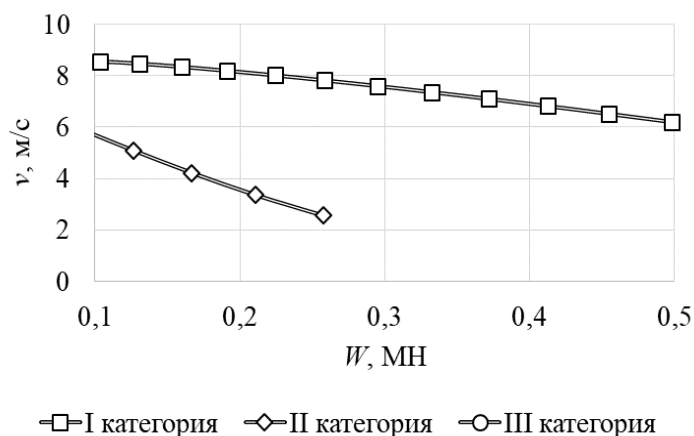


**Рисунок 10.** Влияние веса колёсного форвардера на скорость, ограниченную мощностью двигателя и сопротивлением движению (при оснащении форвардера моногусеницами)

**Figure 10.** Influence of bogie-tracked forwarder weight on the velocity limited by the engine power output and the rolling resistance

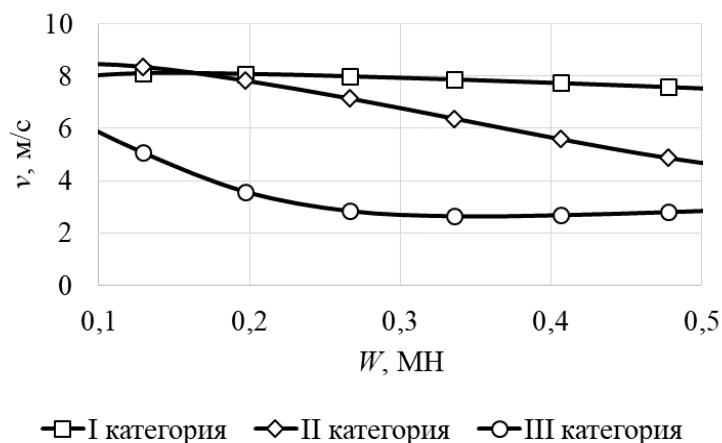
Повышение тягово-сцепных свойств движителя приводит к увеличению скорости машины, ограниченной мощностью двигателя и сопротивлением движению, на 20 % при работе на

почвогрунтах I категории, 100 % при работе на почвогрунтах II категории и на 150—170 % при работе на почвогрунтах III категории.



**Рисунок 11.** Влияние веса колёсного форвардера на фактическую возможную скорость с учётом буксования

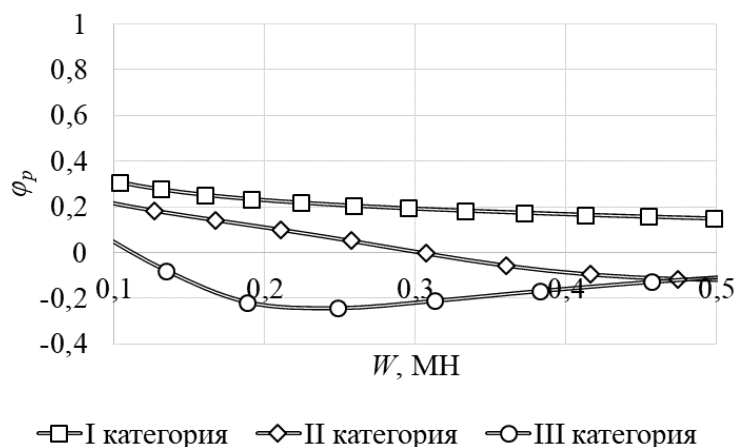
**Figure 11.** Influence of wheeled forwarder weight on the actual possible velocity taking into account the slipping



**Рисунок 12.** Влияние веса колёсного форвардера на фактическую возможную скорость с учётом буксования (при оснащении форвардера моногусеницами)

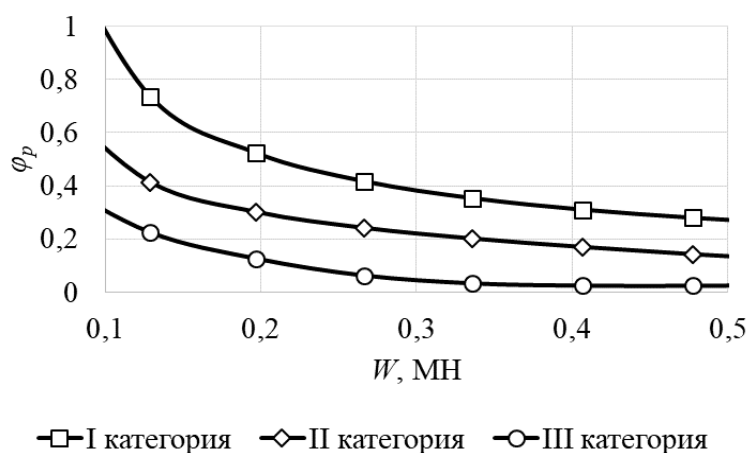
**Figure 12.** Influence of bogie-tracked forwarder weight on the actual possible velocity taking into account the slipping

С учётом буксования и ограничения силы тяги по сцеплению скорость машин, оснащённых моногусеницами, повысится на 25 % при работе на почвогрунтах I категории, 110 % при работе на почвогрунтах II категории и на 140 % при работе на почвогрунтах III категории.



**Рисунок 13.** Влияние веса колёсного форвардера на коэффициент тяги

**Figure 13.** Effect of wheeled forwarder weight on the drawbar pull coefficient

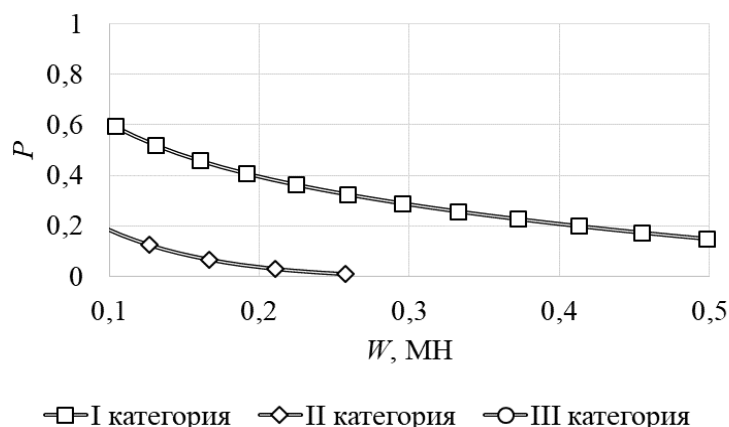


**Рисунок 14.** Влияние веса колёсного форвардера на коэффициент тяги (при оснащении форвардера моногусеницами)

**Figure 14.** Effect of bogie-tracked forwarder weight on the drawbar pull coefficient

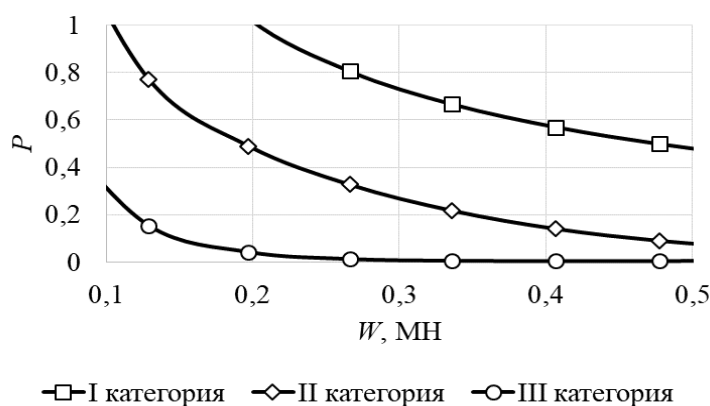
Оснащение колёсных машин моногусеницами позволяеткратно увеличить коэффициент тяги, на всех категориях почвогрунта его значение повысится на 0,2—0,25, причём потеря

опорной проходимости у машин с колёсно-гусеничным движителем не отмечается при изменении веса в пределах 0,1—0,5 МН (10—50 т).



**Рисунок 15.** Влияние веса колесного форвардера на оценку комплексного параметра проходимости

**Figure 15.** Influence of wheeled forwarder weight on the estimation of complex parameter of mobility



**Рисунок 16.** Влияние веса колёсного форвардера на оценку комплексного параметра проходимости (при оснащении форвардера моногусеницами)

**Figure 16.** Influence of bogie-tracked forwarder weight on the estimation of complex parameter of mobility

Снижение сопротивления движению, повышение тягово-сцепных свойств и транспортной скорости машин приводит к кратному увеличению оценки комплексного параметра проходимости колёсно-гусеничной техники. При работе колёсно-гусеничных машин на почвогрунтах I категории оценка параметра выше в среднем на 0,5, на почвогрунтах

II категории — на 0,3, на слабонесущих почвогрунтах III категории — на 0,1 по сравнению с колёсными машинами.

Замечания выше по тексту сделаны для движителей с характерными параметрами геометрии и жёсткости, которые в зарубежной научной литературе называют «стандартными параметрами» [13]. Обработка результатов расчётов при варьировании параметров движителя в пределах, характерных для лесных машин:  $G_w = 0,015...0,065$  МН,  $B = 0,6...0,8$  м,  $d = 1,2...1,8$  м,  $p_w = 0,1...0,75$  МПа,  $v = 0,25...1,4$  м,  $n = 2...40$ , позволила получить следующие приближенные уравнения:

— для колёсных форвардеров:

$$\left\{ \begin{array}{l} h = 4,94E^{-2,44} B^{-1,62} p^{1,87} n^{0,16} v^{-0,122} \\ \varphi_R = 6,8 p^{1,43} E^{-1,59} \\ \mu = 0,0589E^{0,391} p^{-0,529} \\ p = 0,832E^{0,287} B^{-0,683} d^{-0,483} p_w^{0,157} G_w^{0,664} \end{array} \right. ; \quad (26)$$

— для колёсно-гусеничных форвардеров:

$$\left\{ \begin{array}{l} h = 1,19E^{-1,78} B^{-1,61} p^{1,13} n^{0,0878} \\ \varphi_R = 0,306 p^{0,409} E^{-0,615} \\ \mu = 0,0188E^{0,553} p^{-0,823} \\ p = 0,477B^{-1,01} d^{-0,682} p_w^{0,0472} G_w^{0,957} \end{array} \right. \quad (27)$$

#### 4. Основные результаты и выводы

При принятых исходных данных получим значения допустимого веса машины, ограниченного глубиной колеи и коэффициентом тяги, представленные в таблице 2.

Анализ результатов расчётов показывает, что колёсные и колёсно-гусеничные форвардеры весом более 0,1 МН (10,0 т) образуют колею глубже 0,1 м при работе на слабонесущих почвогрунтах III категории. Следует признать, что с учётом характеристик модельного ряда техники на почвогрунтах III категории не удастся обеспечить сохранение напочвенного покрова даже за счёт оснащения колёсных машин моногусеницами.

Потеря опорной проходимости у колёсных машин на почвогрунте III категории происходит при весе машины свыше 0,115 МН (11,5 т). Оснащение колёсных машин моногусеницами позволит сохранить опорную проходимость на слабонесущих почвогрунтах. При этом на почвогрунтах III категории колёсно-гусеничные форвардеры с весом свыше 0,155 МН (14,5 т) образуют колею глубже 0,2 м, что в перспективе может привести к заболачиванию лесосеки и нарушению функционирования лесной экосистемы, а при весе машины свыше 0,295 МН (29,5 т) возникает риск застревания машины, поскольку глубина колеи превысит 0,5 м.

**Таблица 2.** Допустимый вес колёсных и колёсно-гусеничных форвардеров, МН

**Table 2.** Limitations of wheeled and bogie-tracked forwarders weight, MN

Ограничение	Тип движителя	Слабонесущий почвогрунт (III)	Почвогрунт средней прочности (II)
Сохранение почвы, $H \leq 0,1$ м [13], [17]	Колёсный	0,105	0,285
	Колёсно-гусеничный	0,105	0,355
Ограничение глубины колеи, $H \leq 0,2$ м [13], [17]	Колёсный	0,155	0,385
	Колёсно-гусеничный	0,155	—
Предотвращение застревания, $H \leq 0,5$ м [10]	Колёсный	0,265	—
	Колёсно-гусеничный	0,295	—
Опорная проходимость, $\varphi_p \geq 0$ [6], [10]	Колёсный	0,115	0,305
	Колёсно-гусеничный	—	—

Таким образом, при работе на почвогрунтах III категории колёсные форвардеры с рабочим весом свыше 0,115 МН (11,5 т) следует оснащать моногусеницами. Использование машин, вес которых с грузом свыше 0,295 МН (29,5 т), не рекомендуется.

На почвогрунтах средней прочности II категории допустимый вес колёсного форвардера, при котором глубина колеи не превысит 0,1 м, составляет 0,285 МН (28,5 т), допустимый вес колёсно-гусеничной машины 0,355 МН (35,5 т). Таким образом, на почвогрунтах II категории при необходимости сохранить напочвенный покров колёсные машины с рабочим весом свыше 0,285 МН (28,5 т) следует оснащать моногусеницами.

Потеря опорной проходимости на почвогрунтах II категории происходит при суммарном весе колёсного форвардера свыше 0,305 МН (30,5 т). У колёсно-гусеничных машин потеря опорной проходимости не прогнозируется. Таким образом, при работе на почвогрунтах II категории колёсные форвардеры с рабочим весом свыше 0,305 МН (30,5 т) следует оснащать моногусеницами.

### Список литературы

1. Григорьев И. В. Снижение отрицательного воздействия на почву колёсных трелёвочных тракторов обоснованием режимов их движения и технологического оборудования. СПб.: СПбГЛТА, 2006.
2. Божбов В. Е. Повышение эффективности процесса трелёвки путём обоснования рейсовой нагрузки форвардеров: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Божбов Владимир Евгеньевич. Архангельск: САФУ, 2015. 20 с.
3. Porsinsky T., Pentek T., Bosner A., Stankic I. Ecoefficient timber forwarding on lowland soft soils // In Global Perspectives on Sustainable Forest Management / Ed. C. A. Okia. InTech: Rijeka, Croatia, 2012. P. 275—288.

4. *Gerasimov Yu., Katarov V.* Effect of Bogie Track and Slash Reinforcement on Sinkage and Soil Compaction in Soft Terrains // *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2010. Issue 31.
5. *Jarkko L.* Design parameter analysis of the bogie track surface pressure in peatland forest operations. Master of Science Thesis. Tampere, 2013. 73 p.
6. *Агейкин Я. С.* Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
7. *Ларин В. В.* Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колёсных машин на местности: дис. д-ра ... техн. наук: 05.05.03 / Ларин Василий Васильевич. М., 2007. 530 с.
8. *Песков В. Б.* Совершенствование моделей для оценки колесобразования и уплотнения почвогрунтов под воздействием движителей колёсных лесных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Песков Валерий Борисович. Архангельск: С(А)ФУ, 2018. 20 с.
9. *Хитров Е. Г., Хахина А. М., Дмитриева М. Н., Песков В. Б., Григорьева О. И.* Уточнённая модель для оценки тягово-сцепных свойств колёсного движителя лесной машины // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. 2016. № 217. С. 108—119.
10. *Ivanov V., Stepanishcheva M., Khitrov E., Iliushenko D.* Theoretical model for evaluation of tractive performance of forestry machine's wheel // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 18*. 2018. P. 997—1004.
11. *Kochnev A., Khitrov E.* Theoretical models for rut depth evaluation after a forestry machine's wheel Passover // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 18*. 2018. P. 1005—1012.
12. *Устинов В. В.* Оценка тягово-сцепных свойств колёсных движителей лесных машин методами теории движения автотранспорта по бездорожью: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Устинов Владимир Владимирович. Архангельск: САФУ, 2016. 20 с.
13. *Saarilahti M.* Modelling of the wheel and tyre. Tyre and soil contact — Survey on tyre contact area and ground pressure models for studying the mobility of forest tractors // *Soil interaction model, Appendix Report*. Helsinki, 2002. No. 5. P. 1—43.
14. *Khitrov E., Andronov A., Iliushenko D., Kotenev E.* Comparing approaches of calculating soil pressure of forestry machines // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 19*. 2019. Vol. 19. Issue 3.2. P. 649—655.
15. *Лухминский В. А.* Совершенствование моделей и методов прогнозирования проходимости гусеничных лесных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Лухминский Владислав Алексеевич. Архангельск: С(А)ФУ, 2018. 20 с.
16. *Khitrov E. G., Andronov A. V., Martynov B. G., Spiridonov S. V.* Interrelations of various soil types mechanical properties // *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1177*. 2019. 012032. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1177/1/012032>.
17. *Khitrov E., Andronov A., Bogatova E., Kotenev E.* Development of recommendations on environmental certification of forestry machinery drives // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 19*. Vol. 19. Issue 3.2. P. 689—696.

## References

1. *Grigorev I. V.* Reduction of negative impact on the soil of wheeled skidders by justification of their movement modes and technological equipment. St. Petersburg: SPbGLTA, 2006. (In Russ.)
2. *Bozhbov V. E.* Improving the efficiency of the skidding process by justifying the voyage load of forwarders. The author's abstract dis. ... cand. tech. science: 05.21.01 / Bozhbov Vladimir Evgen'evich // *Arhangel'sk: SAFU*, 2015. 20 p. (In Russ.)

3. *Porsinsky T., Pentek T., Bosner A., Stankic I.* Ecoefficient timber forwarding on lowland soft soils // In *Global Perspectives on Sustainable Forest Management* / Ed. C. A. Okia. InTech: Rijeka, Croatia, 2012. P. 275—288.
4. *Gerasimov Yu., Katarov V.* Effect of Bogie Track and Slash Reinforcement on Sinkage and Soil Compaction in Soft Terrains // *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2010. Issue 31.
5. *Jarkko L.* Design parameter analysis of the bogie track surface pressure in peatland forest operations. Master of Science Thesis. Tampere, 2013. 73 p.
6. *Agejkin YA. S.* The capability of cars. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 232 p. (In Russ.)
7. *Larin V. V.* Methods of forecasting and increasing the support patency of multiaxial wheeled vehicles on the ground dis. ... cand. tech. science: 05.05.03 / Larin Vasilij Vasil'evich. Moscow, 2007. 530 p. (In Russ.)
8. *Peskov V. B.* Improvement of models for assessment of soil rutting and compaction under the influence of wheeled forest machines. The author's abstract dis. ... cand. tech. science: 05.21.01 / Peskov Valerij Borisovich. Arhangel'sk: S(A)FU, 2018. 20 s. (In Russ.)
9. *Hitrov E. G., Hahina A. M., Dmitrieva M. N., Peskov V. B., Grigor'eva O. I.* A refined model for the evaluation of traction properties of the wheel mover of a forest machine // *Proceedings of the St. Petersburg forestry Academy*. 2016. № 217. P. 108—119. (In Russ.)
10. *Ivanov V., Stepanishcheva M., Khitrov E., Iliushenko D.* Theoretical model for evaluation of tractive performance of forestry machine's wheel // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 18*. 2018. P. 997—1004.
11. *Kochnev A., Khitrov E.* Theoretical models for rut depth evaluation after a forestry machine's wheel Passover // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 18*. 2018. P. 1005—1012.
12. *Ustinov V. V.* Evaluation of traction properties of wheel movers of forest vehicles by methods of the theory of off-road traffic. The author's abstract dis. ... cand. tech. science: 05.21.01 / Ustinov Vladimir Vladimirovich. Arhangel'sk: SAFU, 2016. 20 p. (In Russ.)
13. *Saarilahti M.* Modelling of the wheel and tyre. Tyre and soil contact — Survey on tyre contact area and ground pressure models for studying the mobility of forest tractors // *Soil interaction model, Appendix Report*. Helsinki, 2002. No. 5. P. 1—43.
14. *Khitrov E., Andronov A., Iliushenko D., Kotenev E.* Comparing approaches of calculating soil pressure of forestry machines // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 19*. 2019. Vol. 19. Issue 3.2. P. 649—655.
15. *Luhminkij V. A.* Improvement of models and methods of forecasting the cross-country crawler forest machines. The author's abstract dis. ... cand. tech. science: 05.21.01 / Luhminkij Vladislav Alekseevich. Arhangel'sk: S(A)FU, 2018. 20 p. (In Russ.)
16. *Khitrov E. G., Andronov A. V., Martynov B. G., Spiridonov S. V.* Interrelations of various soil types mechanical properties // *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1177*. 2019. 012032. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1177/1/012032>.
17. *Khitrov E., Andronov A., Bogatova E., Kotenev E.* Development of recommendations on environmental certification of forestry machinery drives // *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 19*. Vol. 19. Issue 3.2. P. 689—696.