

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 540:631.4

DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-81-88

Теоретическое обоснование параметров средоошающего движителя гусеничного вездехода

О.Н. Бурмистрова^{1а}, Ю.М. Чемшикова^{1б}, И.В. Григорьев^{2с}, О.А. Куницкая^{2д}, А.А. Тамби^{1е}

¹Ухтинский государственный технический университет, ул. Первомайская 13, Ухта, Республика Коми, Россия

²Якутская государственная сельскохозяйственная академия, Сергеляхское шоссе 3,

Якутск, Республика Саха, Россия

^аoburmistrova19@gmail.com, ^бuchemshikova@mail.ru, ^сsilver73@inbox.ru, ^дola.ola07@mail.ru, ^еa_tambi@mail.ru

^а<https://orcid.org/0000-0003-2616-7557>,

^б<https://orcid.org/0000-0001-5675-3800>,

^с<https://orcid.org/0000-0002-5574-1725>,

^д<https://orcid.org/0000-0001-8542-9380>,

^е<https://orcid.org/0000-0003-4099-3409>

Статья поступила 11.06.2019, принята 2.07.2019

Гусеничные вездеходы имеют большие перспективы для использования работниками лесного хозяйства при отводе лесосек, лесоустройстве, работах по искусственному лесовосстановлению, лесоразведению и т.д. Их относительно низкая крейсерская скорость по сравнению с колесными вездеходами компенсируется большой грузоподъемностью, необходимой, например, для доставки посадочного материала на труднодоступные участки или снабжения вахтовых поселков лесозаготовителей. Такие вездеходы могут использоваться на особо ранимых с экологической точки зрения лесных участках. В этом случае на первый план выходит экологичность их работы — требование минимального нарушения почвенного слоя, например, в условиях тундры. Данная статья посвящена разработке математической модели, позволяющей прогнозировать степень отрицательного воздействия движителя гусеничного вездехода на опорную поверхность движения. Для решения поставленных задач исследования необходимо обосновать параметры движителя гусеничного вездехода, при которых будет сохранен верхний, наиболее чувствительный к механическому воздействию слой лесного почвогрунта. Следует отметить, что отечественные и зарубежные исследователи традиционно используют глубину колеи как интегральный показатель воздействия движителя на почвогрунт. В результате формулируются рекомендации по ограничению нормального давления движителя, при соблюдении которых глубина колеи не превысит критического значения, допустимого с технологической точки зрения. Это значение составляет ориентировочно 0,2 м. С точки зрения сохранения верхнего слоя почвы, такая глубина колеи неприемлема, поскольку слой почвы будет срезан. Поэтому необходимо детально проанализировать распределение касательного напряжения, возникающего по пятну контакта движителя с опорной поверхностью, и сопоставить его с прочностью почвогрунта на срез. Для этого вначале требуется определить осадку гусеничного движителя по длине пятна контакта. Для оценки экологичности движителя используем два критерия. Во-первых, суммарное напряжение, вызванное сжатием и сдвигом грунта, не должно превышать несущую способность почвогрунта. Во-вторых, напряжение сдвига не должно превышать прочность почвогрунта на срез. В статье показано, что при обосновании параметров движителя гусеничного вездехода основное внимание следует уделить вопросам деформирования почвы, а не опорной проходимости.

Ключевые слова: гусеничные вездеходы; лесное хозяйство; уплотнение и деформация почвогрунтов.

Theoretical justification of the parameters of environmentally acceptable motor of a tracked all-terrain vehicle

O.N. Burmistrova^{1а}, Yu.M. Chemshikova^{1б}, I.V. Grigoriev^{2с}, O.A. Kunitskay^{2д}, A.A. Tamby^{1е}

¹Ukhta State Technical University; 13, Pervomayskaya St., Ukhta, Republic of Kom, Russia

²Yakutsk State Agricultural Academy; 3rd km, 3, Sergelyakhskoe Shosse, Yakutsk, Russia

^аoburmistrova19@gmail.com, ^бuchemshikova@mail.ru, ^сsilver73@inbox.ru, ^дola.ola07@mail.ru, ^еa_tambi@mail.ru

^а<https://orcid.org/0000-0003-2616-7557>,

^б<https://orcid.org/0000-0001-5675-3800>,

^с<https://orcid.org/0000-0002-5574-1725>,

^д<https://orcid.org/0000-0001-8542-9380>,

^е<https://orcid.org/0000-0003-4099-3409>

Received 11.06.2019, accepted 2.07.2019

Tracked all-terrain vehicles have very great prospects for use by forestry workers in the area of cutting areas, forest management, work on reforestation and afforestation, etc. Their relatively low cruising speed, compared to all-terrain vehicle wheels, is compensated by a large carrying capacity required, for example, in the delivery of planting material to hard-to-reach areas, or for supplying shift camps to loggers. Such all-terrain vehicles can be used on especially vulnerable, from an environmental point of view, forest areas. In this case, the environmental friendliness of their work comes to the fore - the requirement of minimal disturbance of the soil layer, for example, in tundra conditions. This article is devoted to the development of a mathematical model that allows to predict the degree of negative impact of the propulsion vehicle tracked all-terrain vehicle on the reference surface of the movement. To solve the research tasks, it is necessary to substantiate the parameters of the tracked all-terrain vehicle propulsion unit, which will preserve the upper, most sensitive to mechanical effect, layer of forest soil. It should be noted that domestic and foreign researchers traditionally use the depth of the gauge as an integral indicator of the propulsive effect on the soil, as a result, recommendations are formulated to limit the normal pressure of the propulsion, subject to which the depth of the gauge will not exceed the critical value acceptable from a technological point of view. This value is approximately of 0.2 m. From the point of view of preserving the upper layer of soil, such a gauge depth is unacceptable, since the layer of soil will be cut off. Therefore, it is necessary to analyze in detail the distribution of the tangential stress arising from the contact patch of the propeller with the supporting surface, and compare it with the strength of the ground to cut. To do this, it is first necessary to determine the draft of the tracked propulsor along the length of the contact patch. To assess the sustainability of the propulsion unit, we use two criteria. First, the total stress caused by the compression and displacement of the soil should not exceed the bearing capacity of the soil. Secondly, the shear stress should not exceed the strength of the ground to cut. The article shows that when justifying the parameters of a tracked all-terrain vehicle propulsion unit, the main attention should be paid to the issues of soil deformation, and not the reference maneuverability.

Keywords: tracked all-terrain vehicles; forestry; compaction and deformation of soil grounds.

Введение

Колесные и гусеничные вездеходы находят все большее распространение в лесном хозяйстве и лесозаготовительном производстве. Преимуществом колесных вездеходов прежде всего является их относительно небольшая стоимость и большая крейсерская скорость. При установке на них шин сверхнизкого давления они практически не оказывают отрицательного воздействия на лесные почвы [1].

С другой стороны, когда возникает необходимость доставки достаточно тяжелых грузов, более 2 т, в условиях полного бездорожья, иногда с необходимостью преодоления водных преград, альтернативы гусеничным вездеходам просто нет [2].

Из трудов отечественных и зарубежных ученых известно, что лесные машины могут оказывать на почву значительное негативное воздействие [3; 4]. При этом, например, в условиях особенно ранимых лесных экосистем, на особо охраняемых природных территориях такое воздействие должно сводиться к минимуму. Но необходимость перемещаться по данным территориям, например, при противопожарном патрулировании, искусственном лесовосстановлении и лесоразведении все равно остается.

В этом случае появляется необходимость разработки математической модели, позволяющей прогнозировать степень негативного воздействия гусеничных вездеходов на почвы, чтобы иметь возможность организационно-техническими мероприятиями сводить его к допустимому минимуму.

Цель работы: разработка математической модели для прогнозных оценок степени влияния гусеничных вездеходов на лесные почвы.

Материалы и методы исследования. Используются справочные данные о физико-механических свойствах лесных почв. Моделирование выполнено на основе положений теории механики почв и грунтов.

Результаты исследования. Осадка движителя h определяется по уравнению [5]:

$$h = \int_0^{H-h} \frac{p_s}{p_s - p} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} dz, \quad (1)$$

где p_s —несущая способность почвогрунта; p —среднее давление движителя на почвогрунт; H —мощность слоя почвогрунта (толщина деформируемого слоя); ε —относительная деформация сжатия слоя почвогрунта; z —вертикальная координата, отсчитываемая вниз от поверхности контакта движителя с почвогрунтом.

Множитель $\frac{p_s}{p_s - p}$ в уравнении (1) отражает разрушение почвогрунта при действии давления, превышающего несущую способность.

Относительную деформацию сжатия слоя почвогрунта определяют по формуле [6]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \quad (2)$$

где σ —нормальное напряжение, вызванное воздействием движителя; E —модуль деформации почвогрунта.

Напряжение σ определяют с учетом затухания по глубине почвогрунта:

$$\sigma = \frac{Jp}{1 + \left(\frac{z}{aB}\right)^2}, \quad (3)$$

где J —коэффициент учета формы пятна контакта; a —коэффициент учета мощности слоя почвогрунта; B —ширина пятна контакта.

Интегрирование зависимости (1) с учетом выражений (2), (3) приводит к уравнению:

$$h = \frac{JpaBp_s}{(p_s - p)\sqrt{E(E - Jp)}} \operatorname{arctg} \left(\frac{E(H - h)}{aB\sqrt{E(E - Jp)}} \right). \quad (4)$$

Уравнение (4) решается численно относительно осадки h при известных J, p, a, B, p_s, E .

Уравнение (4) получено при допущении о том, что потеря несущей способности происходит вследствие воздействия давления p , превышающего несущую спо-

способность. Обратим внимание на уравнение (3), из которого следует, что вблизи поверхности контакта напряжение σ равно произведению давления p на коэффициент J . Коэффициент J определяется по формуле:

$$J = \frac{0,03 + \frac{L}{B}}{0,6 + 0,43 \frac{L}{B}}, \quad (5)$$

где L —длина пятна контакта.

При $L \gg B$ (что имеет место при взаимодействии гусеничного движителя с почвогрунтом) значение коэффициента $J \approx 2$. Таким образом, напряжение σ вблизи поверхности контакта может практически вдвое превышать нормальное давление p . Уравнение (4) не отражает это обстоятельство. Для учета повышенного напряжения σ вблизи поверхности контакта получим уточненное выражение, положив в уравнении (1), что осадка h пропорциональна соотношению σ и p_s :

$$h = \int_0^{H-h} \frac{p_s}{p_s - \sigma} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} dz. \quad (6)$$

Тогда с учетом (2) и (3) получим уточненное уравнение для осадки, учитывающее повышенное нормальное напряжение, действующее в верхнем слое массива почвогрунта вблизи поверхности контакта с движителем:

$$h = \frac{JpaBp_s}{\sqrt{E p_s (E p_s - JpE - Jp_s p)}} x \arctg \left(\frac{E p_s (H - h)}{aB \sqrt{E p_s (E p_s - JpE - Jp_s p)}} \right). \quad (7)$$

Параметр a найдем по уравнению:

$$a = 0,64 \frac{B + H}{H}. \quad (8)$$

Несущую способность p_s в уравнении (7) определим по апробированным зависимостям, учитывающим физико-механические свойства почвогрунта и параметры пятна контакта:

$$\left\{ \begin{aligned} p_s &= p_{s0} \alpha_z \\ p_{s0} &= 0,5 K_1 N_1 \gamma B + N_2 \gamma h + K_3 N_3 C \\ K_1 &= \frac{L}{L + 0,4B}; K_3 = \frac{L + B}{L + 0,5B} \\ N_1 &= \frac{1 - S^4}{S^5}; N_2 = \frac{1}{S^2}; N_3 = \frac{2(1 + S^2)}{S^3}; S = \tg \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \\ \alpha_z &= 1 + \frac{H^* h}{2H \cdot (H - h - 0,25H^*)}; \\ H^* &= \frac{\sqrt{2}}{2} \exp \left[\left(\frac{\pi}{4} + \frac{3\varphi}{4} \right) \tan \frac{3\varphi}{4} \right] B \cos \frac{3\varphi}{4} \operatorname{tg} \varphi \end{aligned} \right. \quad (9)$$

где p_{s0} —несущая способность слоя почвогрунта неограниченной мощности; α_z —коэффициент учета мощности слоя почвогрунта; K_1, K_3 —коэффициенты учета соотношения сторон пятна контакта; N_1, N_2, N_3 —

коэффициенты учета угла внутреннего трения почвогрунта; C —удельное сцепление почвогрунта; γ —удельный вес почвогрунта; S, H^* —вспомогательные обозначения.

Ранее установлено, что C [МПа], φ [°], γ [МН/м³], H [м] лесного почвогрунта выражаются через модуль его деформации E [МПа]:

$$C = 0,0108 E^{0,7737}, \quad (10)$$

$$\varphi = 13,669 E^{0,1818}, \quad (11)$$

$$\gamma = 0,0084 E^{0,1168}, \quad (12)$$

$$H = 0,4714 E^{-0,479}. \quad (13)$$

Экспериментальная проверка зависимостей (10)–(13) выполнена в работах [7–10].

Изменение несущей способности трех категорий лесного почвогрунта (I категория $E=3$ МПа, II категория $E=1$ МПа, III категория $E=0,4$ МПа) проиллюстрировано графиками на рис.2 (расчет по уравнениям (9) с учетом выражений (10)–(13) при варьировании соотношения осадки движителя h и мощности деформируемого слоя почвогрунта H).

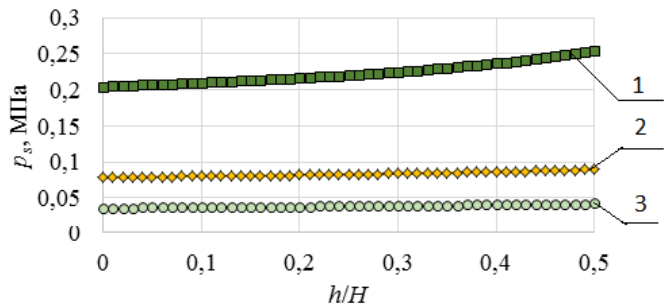


Рис. 1. Несущая способность различных категорий лесного почвогрунта: 1 —1-я категория; 2 —2-я категория; 3 —3-я категория

Примеры численного решения уравнения (7) для II и III категорий лесного почвогрунта представлены на рис. 2 и 3.

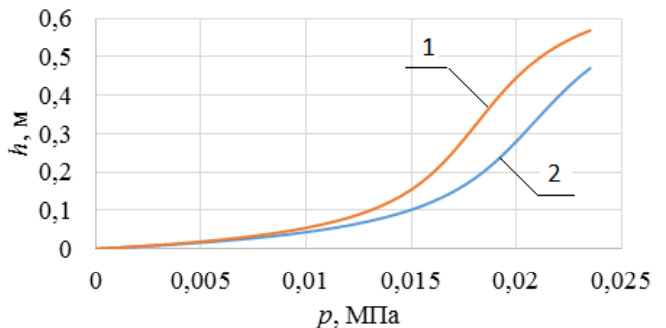


Рис. 2. Осадка движителя в зависимости от давления и соотношения сторон пятна контакта (III категория лесного почвогрунта): 1 —B/L=1/10; 2 —B/L=1/5

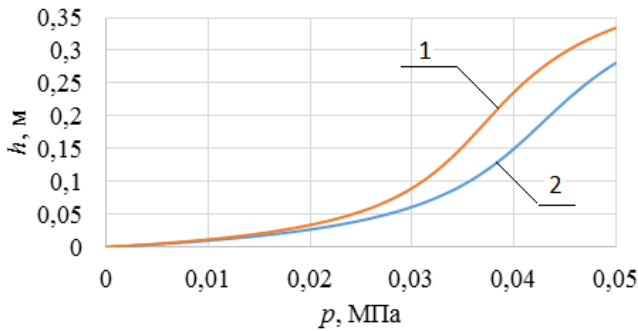


Рис. 3. Осадка движителя в зависимости от давления и соотношения сторон пятна контакта (II категория лесного почвогрунта): 1 — $B/L=1/10$; 2 — $B/L=1/5$

Как показывают результаты расчетов, соотношение сторон пятна контакта оказывает заметное влияние на осадку движителя. Чем больше различие длины и ширины пятна контакта, тем больше расчетное значение осадки. Кроме того, ярко выражен нелинейный характер зависимости осадки от давления движителя. Аппроксимация расчетных данных, полученных в широком диапазоне изменения значений входных параметров, приводит к зависимости осадки h [м] от давления p [МПа], модуля общей деформации E [МПа] и соотношения сторон пятна контакта B/L [δ/p] в виде функции:

$$h = 30,21 \sqrt{\frac{L}{B}} \cdot \left(\frac{p}{E}\right)^2. \quad (14)$$

Функция (14) является нелинейной функцией жесткости почвогрунта, деформируемого под воздействием гусеничного движителя. С учетом того, что расчетные данные, на основе которых она построена, получены из решения уравнения (7), функция жесткости (14) учитывает повышенное нормальное напряжение, действующее в верхнем слое массива почвогрунта вблизи поверхности контакта с движителем.

Далее функцию (14) используем при определении сопротивления почвогрунта движению гусеничной машины и исследовании распределения касательного напряжения по пятну контакта.

Распределение касательного напряжения связано с нормальным давлением, параметрами движителя (шаг грунтозацепов, коэффициент буксования) и физико-механическими свойствами грунта. Нормальное давление, в свою очередь, связано с осадкой движителя уравнением (14). При взаимодействии гусеничного движителя с почвогрунтом поперечный профиль пятна контакта представляет собой криволинейную поверхность, причем под катками движителя наблюдаются локальные максимумы осадки. На настоящем этапе исследования зададимся общим видом поперечного профиля пятна контакта в виде косинусоиды, непрерывной функции, качественно отражающей изменение осадки по длине пятна контакта:

$$h = \beta_1 + \beta_2 \cos(\beta_3 + \beta_4 x), \quad (15)$$

где $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ —параметры, зависящие от геометрии поверхности контакта движителя с почвогрунтом; x —горизонтальная координата, отсчитываемая вдоль пятна контакта от его начала.

Определим параметры β из следующих условий:

$$\begin{cases} x = 0, h = h_{\min} \\ x = \frac{N}{2L}, h = h_{\max} \\ x = \frac{N}{L}, h = h_{\min} \\ x = L, h = h_{\min} \end{cases}, \quad (16)$$

где N —число катков.

Условия (16) означают, что осадка движителя минимальна в начале и в конце пятна контакта, а по участкам гусеницы, абсцисса которых равна половине расстояния между катками, максимальная осадка наблюдается непосредственно под катками.

Решая уравнение (15) совместно с (16), находим:

$$a = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{2}, b = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{2}, c = 0, d = \frac{2\pi N}{L}. \quad (17)$$

Тогда получим уравнение продольного профиля поверхности контакта гусеничного движителя с деформируемым лесным почвогрунтом:

$$h = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{2} + \frac{h_{\max} - h_{\min}}{2} \cos\left(\frac{2\pi N}{L} x\right). \quad (18)$$

Выразим давление p из уравнения (14):

$$p = 0,182 \left(\frac{B}{L}\right)^{0,25} E \cdot \sqrt{h} = \psi \sqrt{h}, \quad (19)$$

где $\psi = 0,182 \left(\frac{B}{L}\right)^{0,25} E$ —вспомогательное обозначение.

Разность $h_{\max} - h_{\min}$ по своему физическому смыслу равна максимальному прогибу участка гусеницы, находящегося между геометрическими центрами катков:

$$\Delta = h_{\max} - h_{\min}. \quad (20)$$

Если осреднить функцию p по уравнению (19) с учетом (18):

$$q = \frac{\int_0^L \psi \sqrt{h}}{L}, \quad (21)$$

а полученное значение q подставить в выражение для h (14), получим оценку условной осадки движителя:

$$\bar{h} = 30,21 \sqrt{\frac{L}{B}} \cdot \left(\frac{q}{E}\right)^2 = \frac{1}{\psi^2} q^2. \quad (22)$$

При этом подстановка значения \bar{h} в формулу (19) приводит к расчетному значению $p \approx q$. Следовательно, по своему физическому смыслу q можно прямо сопоставить со средним давлением гусеничного движителя по пятну контакта:

$$q = \frac{W}{2BL}, \quad (23)$$

где W —полный вес гусеничной машины.

Расчеты при варьировании h_{\min} , h_{\max} , B , L , E , N в широком диапазоне показали, что при всех сочетаниях значений исходных параметров практически точно выполняется соотношение:

$$\bar{h} = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{2}. \quad (24)$$

Решаем совместно уравнения (20), (24):

$$\begin{cases} h_{\max} = \bar{h} + \frac{\Delta}{2} \\ h_{\min} = \bar{h} - \frac{\Delta}{2} \end{cases} \quad (25)$$

С учетом решения (25) функция (18) примет вид:

$$h = \bar{h} + \frac{\Delta}{2} \cos\left(\frac{2\pi N}{L} x\right). \quad (26)$$

Таким образом, при помощи уравнений (22), (26) строим продольный профиль пятна контакта по уравнению и эпюру нормального давления по уравнению (19).

Для определения значения Δ воспользуемся формулой М. Беккера:

$$\Delta = \left(\frac{W}{2Lk}\right)^{\frac{1}{n}}, \quad (27)$$

где k , n —коэффициенты функции давления—осадки движителя вида:

$$q = kh^n, \quad (28)$$

в решаемой задаче коэффициенты k , n найдем по формуле (19):

$$\begin{cases} k = \psi \\ n = \frac{1}{2} \end{cases} \quad (29)$$

С учетом (29) получим для прогиба гусеницы Δ :

$$\Delta = \left(\frac{W}{2L\psi}\right)^2. \quad (30)$$

Теперь можем перейти к определению зависимости касательного напряжения, распределенного по пятну контакта.

Известно, что касательное напряжение τ связано с деформацией сдвига почвогрунта j уравнением:

$$j = Sx, \quad (31)$$

где S —коэффициент буксования движителя, уравнение связи имеет вид:

$$j = \frac{\tau}{G} t_z \cdot \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\max} - \tau}, \quad (32)$$

где G —модуль сдвига лесного почвогрунта; t_z —шаг грунтозацепов; τ_{\max} —несущая способность почвогрунта при сдвиге.

На основании (32) имеем:

$$\tau = \frac{jG\tau_{\max}}{jG + t_z\tau_{\max}}. \quad (33)$$

Прочность почвогрунта на срез зависит от его сцепных физико-механических свойств, давления на почвогрунт и геометрических параметров сдвига:

$$\tau_{\max} = p \operatorname{tg} \varphi + C \left(1 - \frac{j}{t_z}\right). \quad (34)$$

Модуль сдвига лесного почвогрунта G определим по его модулю общей деформации E , зависящему от категории:

$$G = 0,244E^{0,1168} \quad (35)$$

Уравнения (33), (34) в совокупности с (19), (22), (26), (30) позволяют построить эпюру распределения касательного напряжения τ по длине пятна контакта движителя с почвогрунтом в зависимости от W либо q , B , L , E , S , t_z .

Сила сцепления гусеничного движителя с поверхностью почвогрунта определяется интегрированием зависимости τ :

$$F_T = B \int_0^L \tau dx. \quad (36)$$

Пример результатов расчета силы сцепления для трех категорий лесного почвогрунта при варьировании S представлен на рис. 4. Исходные данные: $q = 0,05$ МПа, $B = 0,6$ м, $L = 6$ м, $\Delta = 0,1$ м.

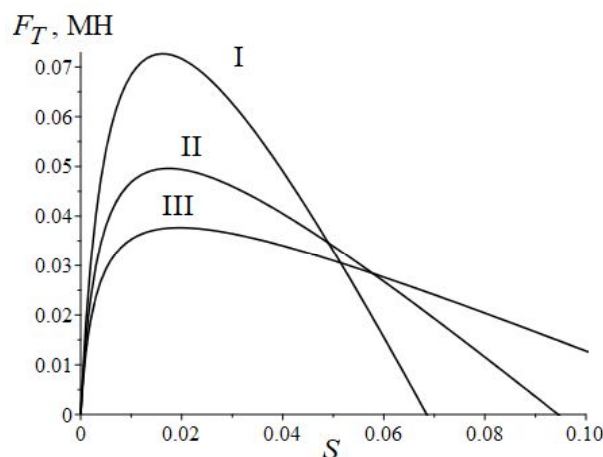


Рис. 4. Зависимость силы сцепления гусеничного движителя с почвогрунтом от коэффициента буксования

Обратим внимание, что зависимость силы сцепления от коэффициента буксования имеет выраженный максимум, причем для почвогрунтов I, II и III категорий при примерно равном значении коэффициента буксования. Дальнейшее исследование интеграла (32) показало, что положение максимума практически не зависит от q , Δ и слабо зависит от B , L . При варьировании B в пределах от 0,3 до 0,6 и L в пределах от 3 до 6 м максимум силы сцепления F_T находится при S от 0,01 до 0,03 (рис.5).

При коэффициенте буксования свыше 0,03 происходит резкое снижение силы сцепления движителя с опорной поверхностью. Это свидетельствует о разрушении почвогрунта вследствие потери несущей способности, что недопустимо с точки зрения экологичности движителя.

Сопоставим силу сцепления F_T с силой сопротивления движению F_r , оценку которой получим по формуле:

$$F_r = \int_0^{\bar{h}} p dh = \frac{2}{3} \psi \bar{h}^3 = \frac{2}{3\psi^2} q^3. \quad (37)$$

На рис.6 представлены графики силы сопротивления движению для трех категорий лесного почвогрунта при $L=6$ м, $B=0,6$ м. Сопоставляя графики на рис.5 и 6, убеждаемся, что при буксовании в пределах 0,01–0,03 сила сопротивления движению не превышает силу сцепления гусеничного движителя с опорной поверхностью. Таким образом, при обосновании параметров движителя гусеничного вездехода основное внимание следует уделить вопросам деформирования почвы, а не опорной проходимости.

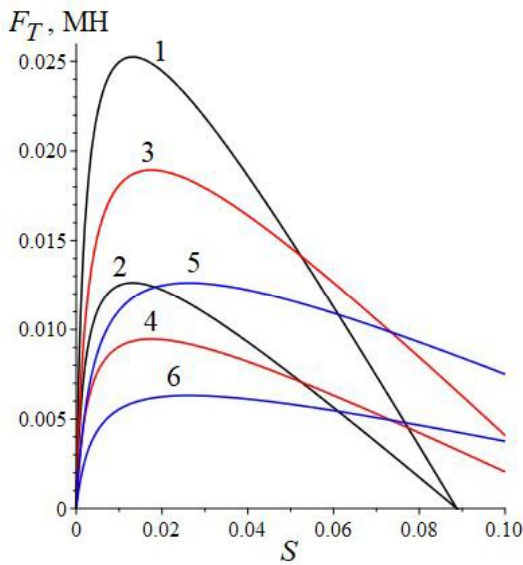


Рис. 5. Зависимость силы сцепления гусеничного движителя с поверхностью почвогрунта от коэффициента буксования и сторон пятна контакта: 1 — $L=6$ м, $B=0,6$ м; 2 — $L=6$ м, $B=0,3$ м; 3 — $L=4,5$ м, $B=0,6$ м; 4 — $L=4,5$ м, $B=0,3$ м; 5 — $L=3$ м, $B=0,6$ м; 6 — $L=3$ м, $B=0,3$ м

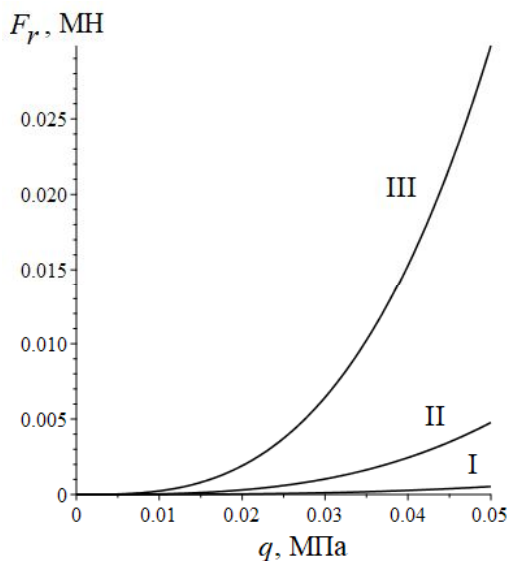


Рис. 6. Сила сопротивления движению гусеничного движителя в зависимости от категории лесного почвогрунта

Резюмируем основные результаты, полученные при исследовании осадки движителя с учетом концентрации напряжения вблизи пятна контакта и распределения касательного напряжения по пятну контакта движителя с почвогрунтом, и порядок расчета показателей взаимодействия гусеничного движителя с почвогрунтом. Нормальное давление движителя на опорную поверхность пропорционально квадратному корню осадки движителя (19):

$$p = \psi \sqrt{h},$$

причем коэффициент пропорциональности зависит от соотношения сторон пятна контакта и модуля общей деформации почвогрунта:

$$\psi = 0,182 \left(\frac{B}{L} \right)^{0,25} E.$$

Согласно уравнению (26), осадка движителя неравномерна по длине пятна контакта и зависит от максимального прогиба гусеницы между геометрическими центрами опорных катков Δ , числа опорных катков N и условной осадки штампа \bar{h} , рассчитанной при равномерном давлении жесткого штампа на грунт q :

$$h = \bar{h} + \frac{\Delta}{2} \cos \left(\frac{2\pi N}{L} x \right).$$

Параметры \bar{h} , q , Δ рассчитываются по формулам (22), (23), (30) соответственно:

$$\bar{h} = 30,21 \sqrt{\frac{L}{B}} \cdot \left(\frac{q}{E} \right)^2 = \frac{1}{\psi^2} q^2,$$

$$q = \frac{W}{2BL},$$

$$\Delta = \left(\frac{W}{2L\psi} \right)^2.$$

При заданных значениях модуля деформации почвогрунта E , соотношения сторон пятна контакта B , L , числа опорных катков N и веса машины W получим распределение нормального давления по длине пятна контакта. Распределение касательного напряжения по длине пятна контакта получим с помощью уравнений (31), (33), (34):

$$j = Sx,$$

$$\tau = \frac{jG\tau_{\max}}{jG + t_z\tau_{\max}}$$

$$\tau_{\max} = p \operatorname{tg} \varphi + C \left(1 - \frac{j}{t_z} \right)$$

В формулах (31), (33) коэффициент буксования S следует принять в пределах 0,01–0,03. Функция нормального давления p в формуле (34) определяется уравнением (19). Дополнительным параметром движителя является шаг грунтозацепов t_z .

При реализации математической модели оценка физико-механических свойств почвогрунта, таких как удельное сцепление C , угол внутреннего трения φ ,

удельный вес γ , мощность деформируемого слоя H , модуль сдвига G , выполняется по формулам (10)–(13)–(35) соответственно:

$$\begin{aligned} C &= 0,0108E^{0,7737}, \\ \varphi &= 13,669E^{0,1818}, \\ \gamma &= 0,0084E^{0,1168}, \\ H &= 0,4714E^{-0,479}, \\ G &= 0,244E^{0,1168}. \end{aligned}$$

При необходимости оценки опорной проходимости гусеничного движителя следует сопоставить силу сцепления движителя с силой сопротивления почвогрунта движению машины. Силы определяются по уравнениям (36), (37) соответственно:

$$F_T = B \int_0^L \tau dx, F_r = \frac{2}{3\psi^2} q^3,$$

причем интеграл (36) берется только численно. Потеря опорной проходимости для гусеничного движителя маловероятна, так как при коэффициенте буксования в пределах 0,01–0,03 сила сцепления выше силы сопротивления для всех трех категорий лесного почвогрунта.

Для оценки экологичности движителя используем два критерия. Во-первых, суммарное напряжение, вызванное сжатием и сдвигом грунта, не должно превысить несущую способность почвогрунта:

$$\sqrt{\tau^2 + p^2} \leq \kappa_1 p_s, \quad (38)$$

где κ_1 —доля несущей способности (эмпирическая величина), несущая способность p_s определяется по уравнениям (9):

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

Кроме того, напряжение сдвига не должно превышать прочность почвогрунта на срез τ_{cp} :

$$\tau \leq \kappa_2 \tau_{cp}, \quad (39)$$

где κ_2 —доля прочности почвогрунта на срез.

Это весьма важно в условиях перемещения вездехода по оттаявшему слою лесных почвогрунтов криолитозоны в теплый период года [11–15].

Пример результатов расчета представлен на рис.7. Исходные данные: $q = 0,025$ МПа, $E = 0,4$ МПа, $B = 0,6$ м, $L = 3$ м, $t_g = 0,14$ м, $S = 0,02$.

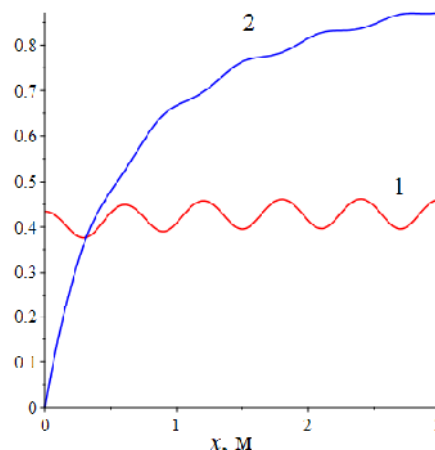


Рис. 7. Оценка экологичности гусеничного движителя:

1 —соотношение $\frac{\sqrt{\tau^2 + p^2}}{p_s}$; 2 —соотношение $\frac{\tau}{\tau_{cp}}$

Выводы

В результате представленного в статье математического моделирования процесса воздействия движителя гусеничного вездехода на почвогрунты разработана математическая модель, позволяющая оценивать данное воздействие. Это позволяет организационно-техническими мероприятиями снижать отрицательное воздействие гусеничных вездеходов на почвогрунты до допустимого, в зависимости от природно-производственных условий эксплуатации.

Показано, что для оценки экологичности движителя целесообразно использовать два критерия. Во-первых, суммарное напряжение, вызванное сжатием и сдвигом грунта, не должно превысить несущую способность почвогрунта. Во-вторых, напряжение сдвига не должно превышать прочность почвогрунта на срез.

Установлено, что при обосновании параметров движителя гусеничного вездехода основное внимание следует уделить вопросам деформирования почвы, а не опорной проходимости.

Литература

1. Григорьев И.В., Чураков А.А., Григорьева О.И. Перспективная конструкция вездехода для лесного хозяйства // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы междунар. науч.-технической конф. 2017. С. 136-139.
2. Добрецов Р.Ю., Григорьев И.В., Иванов В.А. Увеличение подвижности гусеничных вездеходов для вахтовых лесозаготовок // Системы Методы Технологии. 2016. № 2 (30). С. 114-119.
3. Калистратов А.В., Иванов В.А., Коротков Р.К., Хитров Е.Г., Григорьев Г.В. Исследование коэффициента фильтрации лесной почвы (случай дерново-подзолистой почвы) // Системы Методы Технологии. 2014. № 2 (22). С. 190-193.
4. Rudov S., Shapiro V., Grigorev I., Kunitskaya O., Druzyanova V., Kokieva G., Filatov A., Sleptova M., Bondarenko A., Radnaed D. Specific features of influence of propulsion plants of the wheel-tyre tractors upon the cryomorphic soils, soils, and soil grounds // International Journal of Civil Engineering and Technology. 2019. Т. 10, № 1. С. 2052-2071.
5. Хитров Е.Г., Песков В.Б., Казаков Д.П., Божбов В.Е., Степанищева М.В. Метод решения задачи о вдавливании

штампа-двигателя в неоднородный массив грунта // Системы Методы Технологии. 2018. № 2 (38). С. 116-120.

6. Хитров Е.Г., Хахина А.М., Лухминский В.А., Казаков Д.П. Исследование связи конусного индекса и модуля деформации различных типов грунтов // Resources and Technology. 2017. Т. 14, № 4. С. 1-16.

7. Хитров Е.Г., Дмитриева М.Н., Лухминский В.А., Хахина А.М., Григорьев И.В., Иванов В.А. Теоретический расчет конусного индекса заболоченного грунта // Системы Методы Технологии 2017. № 4 (36). С. 152-156.

8. Хитров Е.Г., Хахина А.М., Григорьев И.В., Григорьева О.И., Никифорова А.И. Расчет тягово-цепных свойств колесных лесных машин с использованием WES-метода // Лесотехнический журнал. 2016. Т. 6, № 3 (23). С. 196-202.

9. Хитров Е.Г., Григорьев Г.В., Дмитриева И.Н., Ильюшенко Д.А. Расчет конусного индекса по величине модуля деформации лесного почвогрунта // Системы Методы Технологии. 2014. № 4 (24). С. 127-131.

10. Григорьев И.В., Никифорова А.И., Пельмский А.А., Хитров Е.Г., Хахина А.М. Экспериментальное определение времени релаксации напряжений лесного грунта // Ученые записки Петрозаводского государственного университета. 2013. № 8 (137). С. 77-80.

11. Рудов С.Е., Шапиро В.Я., Григорьев И.В., Куницкая О.А., Григорьева О.И. Математическое моделирование процесса уплотнения мерзлого почвогрунта под воздействием лесных машин и трелевочных систем // Системы Методы Технологии. 2018. № 3 (39). С. 73-78.

12. Рудов С.Е., Шапиро В.Я., Григорьев И.В., Куницкая О.А., Григорьева О.И. Особенности контактного взаимодействия трелевочной системы с мерзлым почвогрунтом // Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. 2019. № 1 (367). С. 106-119.

13. Рудов С.Е., Шапиро В.Я., Григорьев И.В., Куницкая О.А., Григорьева О.И. Особенности взаимодействия трелевочной системы с оттаивающим почвогрунтом // Лесной вестник. Forestry Bulletin, 2019. Т. 23, № 1. С. 52-61.

14. Рудов С.Е., Шапиро В.Я., Григорьев И.В., Куницкая О.А., Григорьев М.Ф., Пучнин А.Н. Особенности учета состояния массива мерзлых грунтов при циклическом взаимодействии с трелевочной системой // Лесотехнический журнал. 2019. № 1. С. 116-128.

15. Рудов С.Е., Шапиро В.Я., Григорьев И.В., Куницкая О.А., Григорьева О.И. Вариационный метод расчета параметров взаимодействия трелевочной системы с массивом мерзлых и оттаивающих почвогрунтов // Системы Методы Технологии. 2019. № 1 (41). С. 68-77.

References

1. Grigorev I.V., Churakov A. A., Grigoreva O.I. Perspective construction of all-terrain vehicle for forestry // Transport and transport-technological systems: materials of the international scientific and technical conference. 2017. Pp. 136-139.

2. Dobretsov R.Yu., Grigorev I.V., Ivanov V.A. Increased mobility of tracked all-terrain vehicles for shift logging // Systems. Methods. Technologies. 2016. № 2 (30). Pp. 114-119.

3. Kalistratov A.V., Ivanov V.A., Korotkov R. K., Khitrov E.G., Grigorev G.V. Investigation of forest soil filtration coefficient (case of sod-podzolic soil) // Systems Methods Technologies. 2014. № 2 (22). Pp. 190-193.

4. Rudov S., Shapiro V., Grigorev I., Kunitskaya O., Druzyanova V., Kokieva G., Filatov A., Sleepstova M., Bondarenko A., Radnaed D. Specific features of influence of propulsion plants of the wheel-tyre tractors upon the cryomorphic soils, soils, and soil soils // International Journal of Civil Engineering and Technology. 2019. Vol. 10. No. 1. Pp. 2052-2071.

5. Khitrov E.G., Sands, V.B., Kazakov D.P., Bozbov V.E., Stepanischev M.V. Method of solving the problem on indentation of the stamp propeller in non-uniform soil massif // System Methods Technologies. 2018. № 2 (38). Pp. 116-120.

6. Khitrov E.G., Chahina A.M., Luchminski V.A., Kazakov D.P. study of the relationship of cone index and the deformation modulus of different types of soil, Resources and Technology. 2017. Vol. 14. No. 4. Pp. 1-16.

7. Khitrov E.G., Dmitrieva M.N., Luchminski V.A., Chahine A.M., Grigorev I.V., Ivanov V.A. Theoretical calculation of cone index boggy ground / System. Methods. Technologies. 2017. № 4 (36). P. 152-156.

8. Khitrov E.G., Chahina A. M., Grigorev I.V., Grigoreva O.I., Nikiforova A.I. the Calculation of traction characteristics of a wheeled forestry machines using the WES-method // journal of Forestry. 2016. Vol.6. № 3 (23). Pp. 196-202.

9. Khitrov E.G., Grigorev G.V., Dmitrieva I.N., Ilyushenko D.A. Calculation of the cone index by the value of the deformation modulus of forest soil // Systems. Methods. Technologies. 2014. № 4 (24). Pp. 127-131.

10. Grigorev I.V., Nikiforova A.I., Pelymsky A.A., Khitrov E.G., Khakhina A.M. Experimental determination of the time of stress relaxation of forest soil // Scientific notes of Petrozavodsk state University. 2013. № 8 (137). Pp. 77-80.

11. Rudov S.E., Shapiro V.Ya., Grigorev I.V., Kunitskaya O.A., Grigoreva O.I. Mathematical modeling of the process of compaction of frozen soil under the influence of forest machines and skidding. Systems Methods Technologies. 2018. № 3 (39). P. 73-78.

12. Rudov S.E., Shapiro V.Ya., Grigorev I.V., Kunitskaya O.A., Grigoreva O.I. Features of contact interaction of skidding system with frozen soil // proceedings of higher educational institutions. Forest journal. 2019. № 1 (367). Pp. 106-119.

13. Rudov, S.E., Shapiro B.Ya., Grigoryev I.V., Kunitskaya O.A., Grigoreva O.I. Peculiarities of the interaction of the system with the thawing of the soils // Forest Bulletin / Forestry Bulletin, 2019. Vol. 23. No. 1. Pp. 52-61.

14. Rudov S.E., Shapiro V.Ya., Grigorev I.V., Kunitskaya O.A., Grigorev M.F., Puchnin A.N. Features of accounting for the state of the array of frozen soils in the cyclic interaction with the skidding system // Forestry journal. 2019. No. 1. Pp. 116-128.

15. Rudov S.E., Shapiro V.Ya., Grigorev I.V., Kunitskaya O.A., Grigoreva O.I. Variational method of calculation of parameters of interaction of skidding system with an array of frozen and thawing soils. Systems Methods Technologies. 2019. № 1 (41). Pp. 68-77.