

*на правах рукописи*



**УСТИНОВ Владимир Владимирович**

**Оценка тягово-сцепных свойств колесных движителей лесных машин  
методами теории движения автотранспорта по бездорожью**

05.21.01 – «Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Архангельск  
2016

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова»

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор  
**Григорьев Игорь Владиславович**

Официальные оппоненты – **Ширнин Юрий Александрович**,  
доктор технических наук, заслуженный деятель науки Российской Федерации, профессор, ФГБОУ ВПО «Поволжский государственный технологический университет», кафедра технологии и оборудования лесопромышленных производств, заведующий кафедрой  
**Галактионов Олег Николаевич**,  
кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО «Петрозаводский государственный университет», кафедра технологии и организации лесного комплекса, доцент

Ведущая организация – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет»

Защита состоится 23 ноября 2016 года в 10 часов на заседании диссертационного Совета Д 212.008.01 на базе ФГАОУ ВПО «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова» по адресу: 163002, г. Архангельск, набережная Северной Двины, 17, ауд. 1220.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВПО «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова» и на сайте [www.narfu.ru](http://www.narfu.ru).

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2016 г.

Исполняющий обязанности  
ученого секретаря  
диссертационного совета  
доктор технических наук



Морозов  
Владимир Станиславович

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** За последние десятилетия колесные машины заняли прочное положение на рынке лесозаготовительной техники России. Многие предприятия лесопромышленного комплекса переходят на «скандинавскую» технологию заготовки древесины, предполагающую использование колесных форвардеров для трелевки древесины.

В этой связи исследования, направленные на изучение взаимодействия колесных движителей лесных машин с почвогрунтами лесосек, приобрели особое значение. Указанной проблематике посвящены работы многих ученых как в России, так и за рубежом. Среди них следует отметить Г.М. Анисимова, Ю.Ю. Герасимова, Э.Ф. Герца, И.В. Григорьева, В.А. Иванова, В.М. Котикова, В.Г. Кочегарова, А.М. Кочнева, В.К. Курьянова, В.А. Макуева, В.Н. Меньшикова, А.И. Никифоровой, Ф.В. Пошарникова, П.Б. Рябухина, В.С. Сюнева, И.Р. Шегельмана, Ю.А. Ширнина и многих других.

Однако, несмотря на значительный объем научных трудов, посвященных исследованию показателей взаимодействия колесных движителей с почвогрунтами, ряд вопросов нуждается в дальнейшей проработке. В частности, до сих пор можно отметить недостаток моделей, прогнозирующих тягово-сцепные свойства колесных движителей лесных машин, учитывающих в комплексе физико-механические свойства лесных почвогрунтов, параметры движителей, явление буксования. Отмеченное, как следствие, затрудняет принятие обоснованных решений по подбору колесной техники для конкретных природно-производственных условий, что негативно сказывается на эффективности деятельности лесозаготовительных предприятий.

В связи с изложенным, считаем тематику исследований, направленную на дальнейшее развитие и уточнение научного описания процесса взаимодействия колесных движителей лесных машин с почвогрунтами лесосек, актуальной для теории и практики лесозаготовительного производства.

**Степень разработанности темы исследования.** На сегодняшний день в практике оценки тягово-сцепных свойств колесных движителей лесных машин зачастую используются односложные эмпирические коэффициенты. Существующие методики расчета не позволяют проанализировать в комплексе влияние геометрических параметров колесного движителя, внутреннего давления в шине, коэффициента буксования, нагрузки на колесо, а также физико-механических свойств почвогрунта на силу сопротивления движению, сцепление движителя с почвогрунтом и коэффициент тяги. В смежных областях знания, например, в теории движения автомобильного транспорта в условиях бездорожья, известны общие подходы к решению подобных задач, однако специфика условий эксплуатации и характеристик лесных машин требует их адаптации. Дополнительно известны результаты экспериментов зару-

бежных коллег по изучению тягово-сцепных свойств колесных движителей, которые могут служить независимым источником сведений для проверки результатов моделирования, однако для этого необходимо апробировать методику расчета показателя сопротивления почвогрунта вдавливанию конического индентора (эксперименты проведены с использованием этой характеристики поверхности движения) по физико-механическим свойствам почвогрунта.

**Цель работы** совершенствование методики расчета тягово-сцепных свойств колесных движителей лесных машин.

**Объект исследования:** движители колесных лесных машин.

**Предмет исследования:** взаимодействие движителей колесных лесных машин с почвогрунтами лесосек.

**Задачи исследования:**

1. Разработать математическую модель для прогноза тягово-сцепных свойств движителей лесных машин, учитывающую в комплексе геометрические параметры колесного движителя, внутреннее давление в шине, коэффициент буксования, нагрузку на колесо и физико-механические свойства почвогрунта.
2. Провести реализацию математической модели и получить зависимости, пригодные для оценки тягово-сцепных свойств колесного движителя в инженерных расчетах.
3. Провести экспериментальные исследования по изучению связи физико-механических свойств почвогрунта и показателя сопротивления почвогрунта вдавливанию конического индентора.
4. Провести апробацию полученных результатов и оценить адекватность разработанных математических моделей.
5. Сформулировать рекомендации по обоснованному подбору параметров колесного движителя исходя из почвенно-грунтовых условий лесосеки и характеристик машины.

**Научная новизна:** разработана и алгоритмизирована математическая модель, позволяющая на практике оценить тягово-сцепные свойства колесного движителя лесной машины, отличающаяся уточненным учетом геометрических параметров движителя, внутреннего давления в шине, коэффициента буксования, нагрузки на колесо, а также физико-механических свойств почвогрунта на показатели взаимодействия движителя с почвогрунтом.

**Теоретическая значимость работы.** Разработанная математическая модель отражает влияние геометрических параметров движителя, внутреннего давления в шине, коэффициента буксования, нагрузки на колесо и также физико-механических свойств почвогрунта на тягово-сцепные свойства движителя,

развивает теоретические представления о взаимодействии колесного двигателя лесной машины с поверхностью движения.

**Практическая значимость работы.** Результаты исследования позволяют на практике прогнозировать тягово-сцепные свойства колесных двигателей лесных машин, обоснованно подходить к подбору параметров двигателей исходя из почвенно-грунтовых условий лесосеки и характеристик машины.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель взаимодействия двигателя колесной лесной машины с почвогрунтом, учитывающая комплекс характеристик двигателя и почвогрунта.
2. Результаты экспериментальных исследований по изучению связи физико-механических свойств почвогрунта и показателя сопротивления почвогрунта вдавливанию конического индентора.

**Методология и методы исследования.** При диссертационного исследования базой являлись труды ученых в области лесозаготовительного производства. В ходе теоретических исследований применялись методы математического моделирования, аппроксимации численных данных. В ходе проведения экспериментов и обработки их результатов использованы методы планирования эксперимента и статистической обработки опытных данных.

**Степень достоверности результатов исследования** обеспечивается применением современных вычислительных средств и лицензионного программного обеспечения при проведении теоретических исследований и обработке экспериментальных данных, удовлетворительной сходимостью результатов исследования с данными независимых источников.

**Апробация результатов** проводилась на ежегодных НТК СПбГЛТУ, основное содержание работы опубликовано в 3 статьях из перечня журналов, рекомендованных ВАК РФ для публикации результатов диссертационных исследований, общее число публикаций по теме работы составляет 7. Результаты исследований также отражены в отчетах по НИР.

Исследования выполнялись в створе Перечня Приоритетных направлений развития науки, технологий и техники РФ, (от 07.07.2011 г.) пункт «Рациональное природопользование». Часть материалов работы получена при выполнении НИР № 01201255482 «Разработка теоретических основ сквозных технологических процессов и модульных систем машин лесозаготовительного производства», руководитель, проф. И.В. Григорьев.

**Сведения о структуре работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов и рекомендаций, библиографического списка и приложения. Основной текст работы включает в себя 116 страниц

основного текста, 41 рисунок, 23 таблицы. Список литературы содержит в себе 96 источников

## 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе показано, что модуль деформации лесного почвогрунта значительно ниже по значению, чем у супеси, суглинка и глины, что доказывает «обособленность» свойств лесного почвогрунта по отношению к физико-механическим свойствам грунтов, традиционно рассматриваемым в теории движения автомобильного транспорта. Выявленное различие физико-механических свойств подчеркивает необходимость тщательного анализа при адаптации результатов, полученных в теории движения автотранспорта в условиях бездорожья, к задачам лесопромышленного комплекса.

Показано, что разработанные ранее модели для оценки тягово-сцепных свойств колесных лесных машин реализованы в сравнительно узком спектре исходных данных, что в ряде случаев делает некорректным использование рекомендованных расчетных зависимостей. Кроме того, ранее не в полной мере было учтено влияние внутреннего давления в шине и буксования.

Проведен анализ экспериментальных результатов зарубежных исследователей, показано, что разработанные ими эмпирические *WES*-модели можно использовать в качестве независимого источника для оценки результатов исследований тягово-сцепных свойств колесных лесных машин, однако для этого необходимы дополнительные экспериментальные исследования по уточнению связи физико-механических свойств почвогрунта и показателя сопротивления вдавливанию конического индентора (конусный индекс, *CI*).

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ МАШИН

В главе на основе положений теории проф. Я.С. Агейкина (МАДИ) разработана и исследована математическая модель взаимодействия колесной машины с почвогрунтом лесосеки (расчетная схема представлена на рисунке 1).

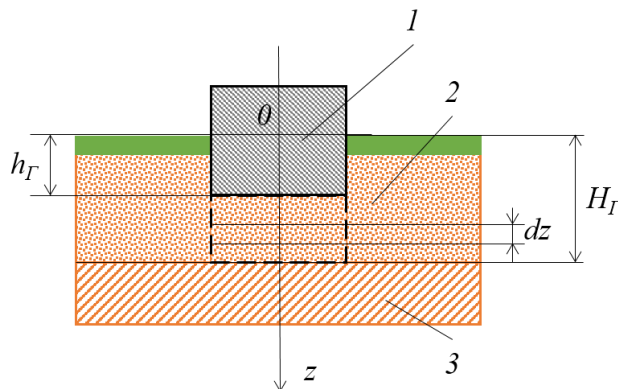


Рисунок 1 – Расчетная схема к определению связи контактного давления и вертикальной деформации почвогрунта: 1 – штамп; 2 – деформируемый слой основания; 3 – недеформируемый (твердый) слой основания

Для расчета суммарной деформации сжатия массива почвогрунта использовано следующее выражение:

$$h = \frac{pab_{\text{ПП}}}{E} \operatorname{arctg} \frac{H-h}{ab_{\text{ПП}}} \quad (1)$$

При этом для того, чтобы учесть возможную потерю основанием несущей способности и вызванное этим резкое (непропорциональное нагрузке) увеличение вертикальной деформации массива почвогрунта, для действительной деформации основания (глубины колеи) используют следующую зависимость:

$$h_{\Gamma} = h \frac{p_s}{p_s - p}, \quad (2)$$

где  $p_s$  – несущая способность грунта.

Зависимостью для определения несущей способности следующие:

$$p_s = \frac{\pi}{2} p_{s0} \operatorname{arctg} \frac{\pi \cdot (H_{\Gamma} - h_{\Gamma})}{2b_{\text{ПП}}}; \quad (3)$$

$$p_{s0} = K_{\beta 1} I_1 X_1 b_{\text{ПП}} + K_{\beta 2} I_2 X_2 + X_3 h_{\Gamma} \quad (4)$$

В уравнении (4) для учета влияния угла между нормальной и тангенциальной составляющими нагрузки на грунт введены поправочные коэффициенты:

$$K_{\beta 1} = \frac{\pi - 4\beta \tan \varphi_0}{\pi + 4\beta \tan \varphi_0} \quad (5)$$

$$K_{\beta 2} = \frac{3\pi - 2\beta}{3\pi + 2\beta} \quad (6)$$

где  $\beta$  – угол между нормальной и тангенциальной составляющими нагрузки на грунт со стороны колеса.

Влияние геометрических параметров пятна контакта на несущую способность грунта учитывается следующими поправочными коэффициентами:

$$I_1 = \frac{L}{L + 0,4b_{\text{ПП}}} \quad (7)$$

$$I_2 = \frac{L + b_{\text{ПП}}}{L + 0,5b_{\text{ПП}}} \quad (8)$$

где  $L$  – средняя длина площадки контакта шины с грунтом.

Для учета механических свойств грунта в выражении для несущей способности предложены следующие коэффициенты:

$$X_1 = \gamma \frac{1 - S^4}{2S^5}; X_2 = 2C_0 \frac{S^2 + 1}{S^3}; X_3 = \gamma \frac{1}{S^2}; S = \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_0}{2}\right) \quad (9)$$



Тогда для определения зависимости давлений в контакте от глубины колеи получим следующую формулу:

$$p = \frac{Eh_r \pi p_{s0}}{2Eh_r \arctan \frac{\pi \cdot (H_r - h_r)}{2b_{\text{пр}}} + \pi p_{s0} ab_{\text{пр}} \arctan \frac{H_r - h_r}{ab_{\text{пр}}}} \quad (10)$$

Рассмотрим далее деформации колеса машины (схема на рисунке 2).

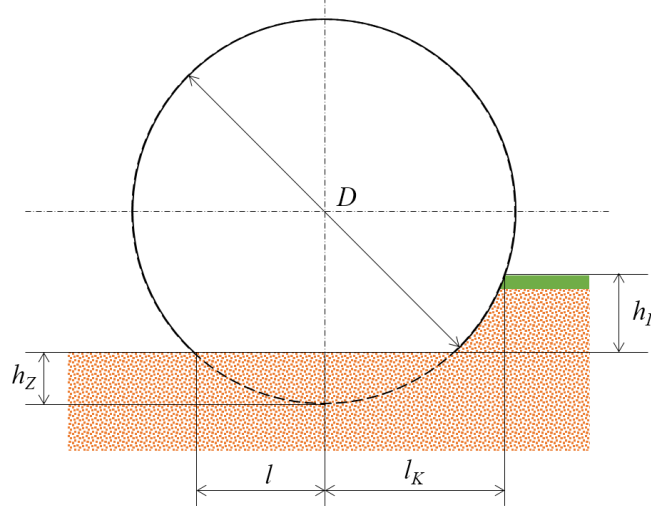


Рисунок 2 – Схема к расчету взаимодействия колеса лесной машины с почвогрунтом лесосеки

Зададимся зависимостью давлений в контакте шины с почвогрунтом от радиальной деформации шины, например, по следующей эмпирической формуле:

$$p = 0,5 \cdot (p_w + p_0) \cdot \frac{\pi h_z}{b_{\text{пр}}} \cdot \left( \frac{B}{H} + \frac{3H}{B} \right) \cdot \left( 1 - \frac{h_z}{B} \right), \quad (11)$$

где  $p_w$  – внутренне давление в камере колеса;  $p_0$  – давление в контакте шины с недеформируемым основанием (справочная величина);  $h_z$  – радиальная деформация шины;  $B$  – ширина колеса;  $H$  – высота шины;  $b_{\text{пр}}$  – ширина протектора.

Для учета скорости движения машины при определении деформаций грунта используем понижающий коэффициент динамичности, который находится так:

$$k_d = \frac{L \cdot n}{L \cdot n + \frac{v}{2\phi_0}}, \quad (12)$$

$$L \approx 2\sqrt{Dh_z}, \quad (13)$$

где  $v$  – скорость движения машины;  $L$  – длина площадки контакта с учетом деформации шины;  $n$  – число осей машины;  $D$  – диаметр колеса.

Отметим, что с увеличением числа осей машины (т.е. с увеличением числа проходов колеса по участку) увеличивается значение  $k_d$ , таким образом, учитывается влияние времени действия нагрузки на развитие деформаций почвогрунта.

Тогда давление в контакте, с учетом скорости движения машины, определится по формуле:

$$p_d = p \cdot k_d \quad (14)$$

После замены  $p$  на  $p_d$  с учетом (14), (13), формула (11) примет вид:

$$p \cdot \frac{2\sqrt{Dh_z} \cdot n}{2\sqrt{Dh_z} \cdot n + \frac{v}{2\varphi_0}} = 0,5 \cdot (p_w + p_0) \cdot \frac{\pi h_z}{b_{np}} \cdot \left( \frac{B}{H} + \frac{3H}{B} \right) \cdot \left( 1 - \frac{h_z}{B} \right), \quad (15)$$

При известном значении  $h_z$  по формуле (15) можно найти давление  $p$ . Учтем также, что уравнение (10) численно решается относительно  $h_r$  после подстановки в него значения  $p$ . Таким образом, можно установить связь величин  $h_z$  и  $h_r$  с помощью (10) и (15).

При этом известно выражение для связи вертикальной нагрузки (равной в рассматриваемом случае приведенной нагрузке на колесо машины  $G_K$ ) с радиальной деформацией шины и давлением в контакте с поверхностью:

$$G_K = 0,25\pi p \cdot [b_{np}l \cdot (1 - 0,5\zeta_1) + bl_K\zeta_1] \quad (16)$$

Длины участков  $l$  и  $l_K$  в уравнении (16) определяются так:

$$l = 2\sqrt{Dh_z - h_z^2} \quad (17)$$

$$l_K = \sqrt{D \cdot (h_z + h_r) - (h_z - h_r)^2} \quad (18)$$

В выражении (16) используется также коэффициент  $\zeta_1$ , учитывающий неравномерность распределения напряжений по площадке контакта, формула для определения которого имеет вид:

$$\zeta_1 = \frac{1}{p \cdot h_r} \cdot \int_0^{h_r} p dh_r \quad (19)$$

Для определения ширины площадки контакта известно следующее выражение:

$$b = b_{np} + \frac{10h_r \cdot (B + h_z - b_{np})}{10h_r + H - h_z} \quad (20)$$

В общем случае нагрузка  $G_K$  задается в качестве исходной величины для расчета. Таким образом, с учетом связи  $h_z$  и  $h_r$ , выражение (16) содержит одну неизвестную величину  $h_z$ , относительно которой оно решается численно.

Но прямой расчет осложняется тем, что для промежуточных вычислений необходимо значение  $h_r$ , которое по описанному способу выражается че-

рез величину  $h_Z$ , поэтому придется прибегнуть к серии вычислений и численными методами аппроксимации расчетных данных для получения приближенной формулы, выражающей  $h_Z$  через  $G_K$  с учетом влияния величины  $h_\Gamma$ .

В этом варианте после получения зависимости глубины колеи при ряде заданных значений деформации  $h_Z$  из решения системы уравнений (10), (15) найдем соответствующие значения глубины колеи  $h_\Gamma$ , значения ширины пятна контакта  $b$  по формуле (20), давления  $p$  по формуле (15), с использованием численного интегрирования определим коэффициенты  $\zeta_l$  по формуле (19), а также рассчитаем длины  $l$  и  $l_k$  по формулам (17) и (18). Далее по формуле (16) получим ряд значений  $G_K$ , которые соответствуют принятым значениям  $h_Z$  с учетом рассчитанных деформаций  $h_\Gamma$ .

Несложно заключить, что таким путем можно по приближенной зависимости  $h_\Gamma$  от  $G_K$  (теперь уже как исходной величины) однозначно определить глубину колеи при заданной нагрузке на колесо. Остальные необходимые величины легко находятся по приведенным выше формулам.

После определения необходимых численных значений можно перейти к расчету коэффициентов сопротивления движению и сцепления.

Коэффициент сопротивления качению колеса складывается из двух составляющих, а именно – из коэффициента сопротивления грунта деформации:

$$\varphi_{\text{сопр,г}} = \frac{b}{G_K} \cdot \int_0^{h_\Gamma} p dh_\Gamma, \quad (21)$$

и коэффициента сопротивления шины деформации:

$$\varphi_{\text{сопр,ш}} = \frac{1,75 p_0 \psi_1 h_Z^2 \cdot (B^2 + 1,6H^2) \cdot (B - 0,3h_Z)}{G_K H B^2}, \quad (22)$$

$$\varphi_{\text{сопр}} = \varphi_{\text{сопр,г}} + \varphi_{\text{сопр,ш}}, \quad (23)$$

где  $\psi_1$  – коэффициент гистерезисных потерь (параметр, зависящий от типа шины, для вездеходных и тракторных шин  $\psi_1 = 0,6$ ).

Коэффициент сцепления колеса с грунтом определяют, как наименьшее из двух расчетных значения по формулам:

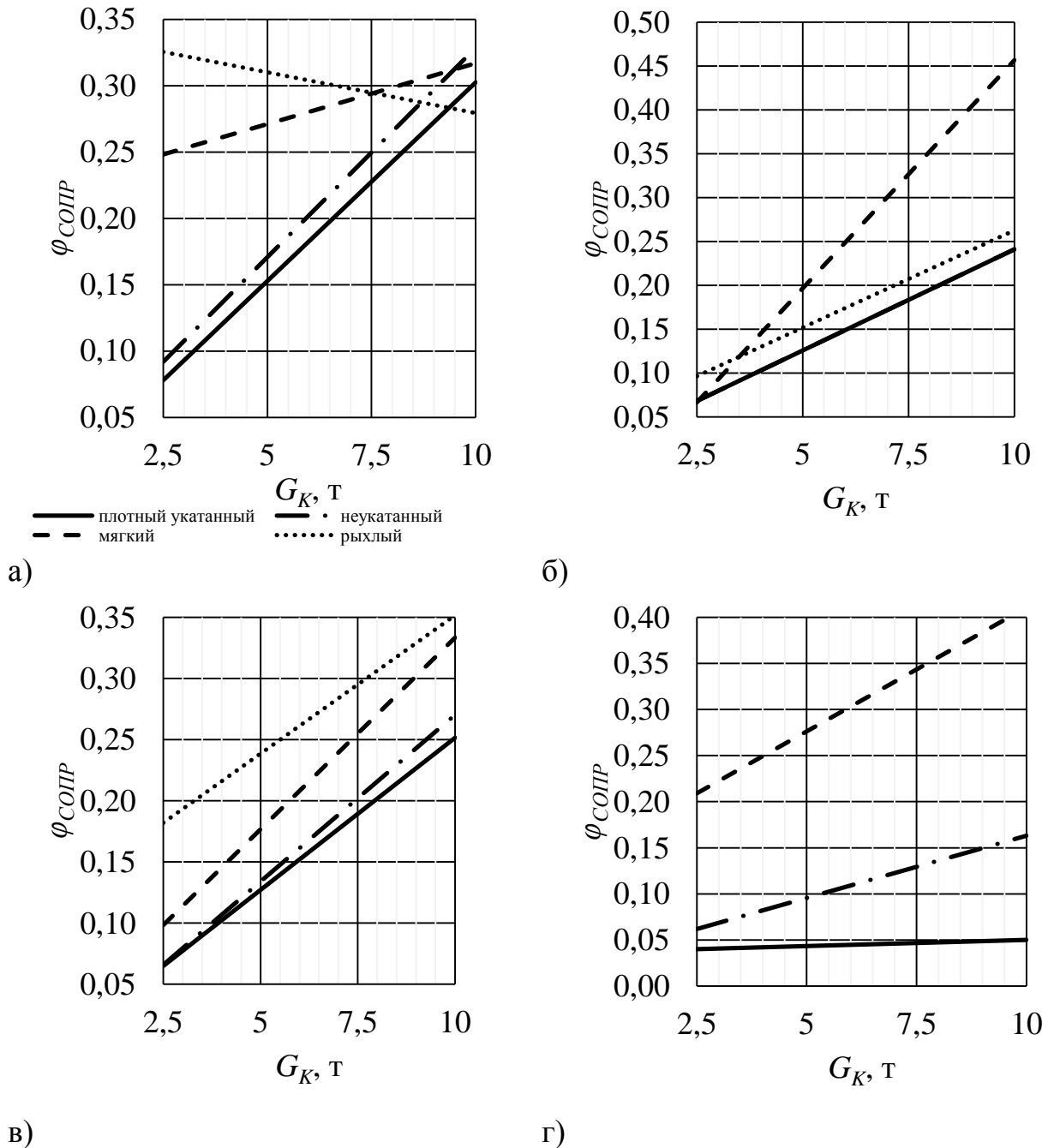
$$\varphi_{\text{сц1}} = k_H \varphi_P + (1 - k_H) \cdot \left( \text{tg } \varphi_0 + \frac{C_0}{P_D} \right) \cdot (1 + C_\Delta \cdot h_\Gamma^{\mu_\Delta}), \quad (24)$$

$$\varphi_{\text{сц2}} = \text{tg } \beta \quad (25)$$

где  $k_H$  – коэффициент насыщенности протектора (0,6);  $\varphi_P$  – коэффициент трения резины по грунту;  $C_\Delta, \mu_\Delta$  – параметры, учитывающие влияние неоднородности грунта на распространение сдвиговых деформаций; угол  $\beta$  определяется из численного решения уравнения:

$$p = \frac{I_1 X_1 l_k \frac{\pi - 4\beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_0}{\pi + 4\beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_0} + I_2 X_2 \frac{3\pi - 2\beta}{3\pi + 2\beta} + X_3 h_r}{\frac{2}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{\pi \cdot (H_r - h_r)}{2l_k}}, \quad (26)$$

в котором значение  $p$  рассчитывают по уравнению (11) при известном значении глубины колеи  $h_r$ .



в) г)  
Рисунок 3 – Коэффициент сопротивления движению в зависимости от сезона: а) – весна, б) – лето, в) – осень, г) – зима

Далее была проведена реализация математической модели взаимодействия эластичного колеса с поверхностью движения и сопоставление с отечественными исследователями (рисунок 3).

Сопоставление полученных расчетных значений с известными ранее для летнего и зимнего сезонов (плотно укатанные и неукатанные грунты) показывает их практически точное совпадение для неукатанных грунтов. В случае с плотно укатанными грунтами в летний сезон расчетные значения выходят за диапазон экспериментальных при приведенной нагрузке на колесо свыше 7 тонн, что на практике встречается сравнительно редко. Таким образом, можно заключить, что предложенная модель позволяет с удовлетворительной точностью рассчитывать значения коэффициентов сопротивления движению машины в летний и зимний сезоны (при движении по плотно укатанным и неукатанным грунтам).

Тот же вывод можно сделать и о согласовании расчетных данных по коэффициенту сцепления для условий лета и зимы (плотно укатанные и неукатанные грунты).

Таким образом, в рассмотренном диапазоне отечественных справочных данных, разработанная модель нашла подтверждение.

### **3. МЕТОДИКА И АППАРАТУРА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

При проведении исследований показателя сопротивления вдавливанию использован конусный пенетрометр, разработанный на кафедре Технологии лесозаготовительных производств СПбГЛТУ им. Кирова Хитровым Е.Г. по руководством проф. Григорьева И.В. Фотография прибора представлена на рисунках 4, 5.

Опыты проводились на территории, арендуемой предприятием ООО «Купеческий дом» (г. Псков) летом 2015 г. Экспериментальные значения конусного индекса получали в соответствии со стандартизированной методикой, вдавливание осуществлялось на глубину  $Z = 2L$ . Для проведения исследований использован съемный наконечник с углом конуса  $30^{\circ}$  (стандартный угол). Усилие вдавливания регистрировалось автоматически при помощи поверенного динамометра сжатия ДОС – 3 – 2 – И.

С целью апробации методики определения величины конусного индекса по значениям внутреннего сцепления, угла внутреннего трения и модуля сдвига лесного почвогрунта, в непосредственной близости от мест замера конусного индекса проводился отбор образцов почвогрунта с целью лабораторных испытаний его физико-механических свойств по методике ГОСТ'а.

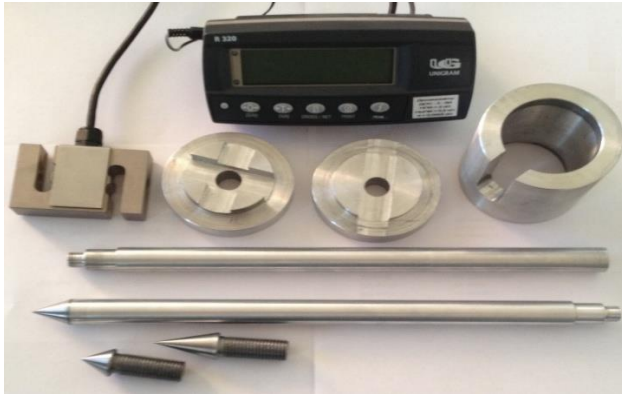


Рисунок 4 – Экспериментальный конусный пенетрометр (в разобранном виде)

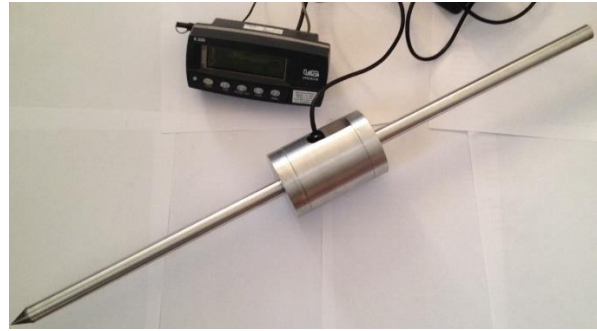


Рисунок 5 – Экспериментальный конусный пенетрометр (в собранном виде)

#### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Статистические данные по результатам обработки опытов (средние значения для всех образцов в выборках  $m$ , среднеквадратические отклонения для выборок  $S$ , требуемые числа наблюдений при показателе точности  $p = 0,05$ ) по исследованию физико-механических свойств и конусного индекса почвогрунта представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Статистические данные по результатам обработки опытов по исследованию физико-механических свойств и конусного индекса почвогрунта

	$E$	$C$	$\varphi$	$G$	$\gamma$	$CI$
$m$	1,6623	15,5088	14,6760	3,4774	8,9392	0,6985
$S$	0,7263	6,0380	2,6895	1,6054	1,4091	0,3650
$[n]$	129	102	23	144	17	184

В таблице 2 представлены коэффициенты корреляции свойств исследованных образцов почвогрунта и конусного индекса массива почвогрунта вблизи от мест отбора образцов.

Таблица 2 – Коэффициенты корреляции физико-механических свойств и конусного индекса почвогрунта

	$E$	$C$	$\varphi$	$G$	$\gamma$	$CI$
$E$	1,0000	0,9204	0,5238	0,9418	0,3678	0,8695
$C$	0,9204	1,0000	0,4709	0,8653	0,3507	0,8695
$\varphi$	0,5238	0,4709	1,0000	0,5019	0,3011	0,6696
$G$	0,9418	0,8653	0,5019	1,0000	0,3581	0,8416
$\gamma$	0,3678	0,3507	0,3011	0,3581	1,0000	0,3830
$CI$	0,8695	0,8695	0,6696	0,8416	0,3830	1,0000

Взаимосвязи физико-механических свойств исследованных образцов почвогрунта, а также конусного индекса и модуля деформации, представлены на рисунках 6, 7.

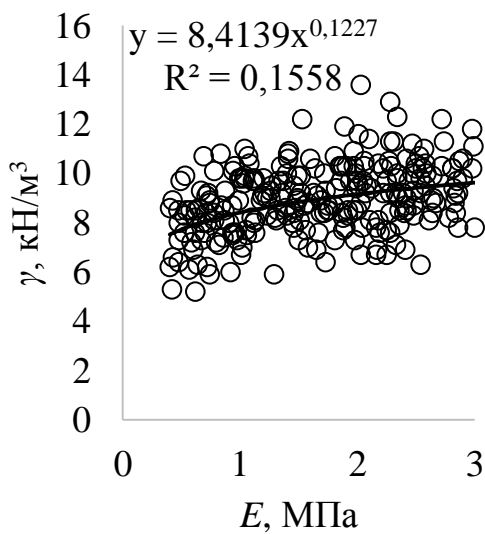
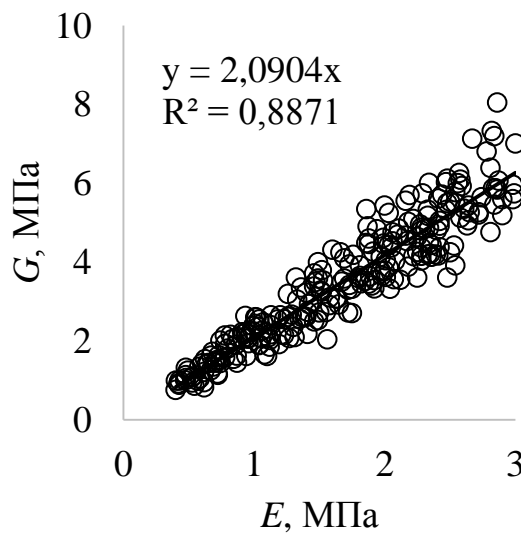
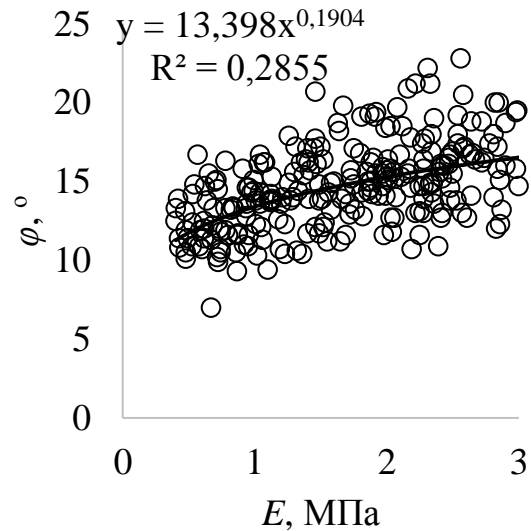
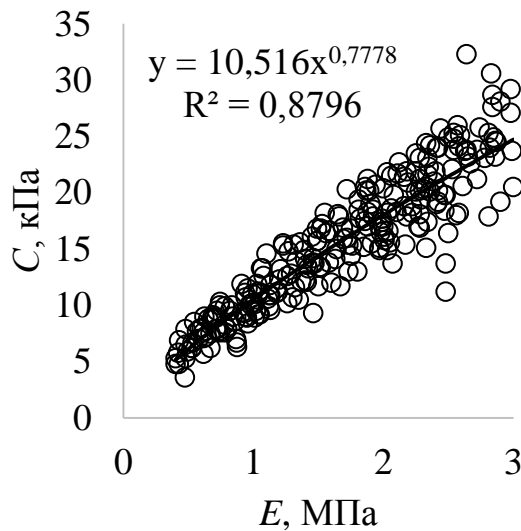


Рисунок 6 – Взаимосвязи физико-механических свойств образцов почвогрунта: а) удельного сцепления и модуля деформации почвогрунта, б) угла внутреннего трения и модуля деформации почвогрунта, в) модуля сдвига и модуля деформации почвогрунта, г) удельного веса и модуля деформации почвогрунта

Связи физико-механических свойств почвогрунта с модулем деформации выразим аппроксимированными зависимостями (размерности величин в формулах соответствуют размерностям на графиках):

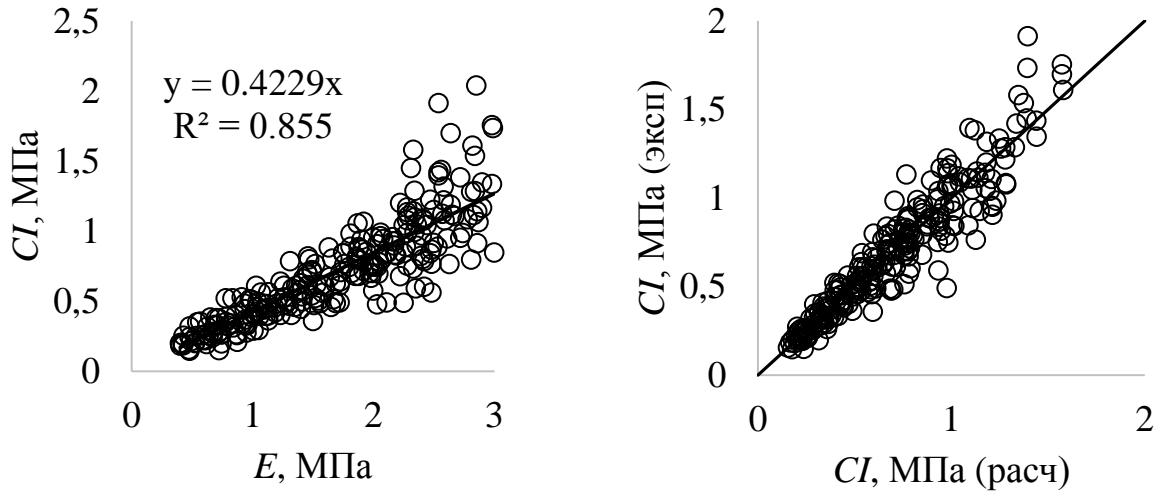
$$C = 10,515E^{0,7778} \quad (27)$$

$$\varphi = 13,398E^{0,1904} \quad (28)$$

$$G = 2,0904E \quad (29)$$

$$\gamma = 8,4139E^{0,1227} \quad (30)$$

Необходимо отметить, что полученные аппроксимированные зависимости достаточно близки к использованным ранее, результаты расчетов по ним практически точно повторяют соотношения, следующие из классификации почвогрунтов проф. И.В. Григорьева и, таким образом, являются ее дополнительным экспериментальным подтверждением.



а)

б)

Рисунок 7 – Исследование значений конусного индекса: а) Взаимосвязь конусного индекса и модуля деформации почвогрунта, в) Сопоставление расчетных и экспериментальных значений конусного индекса почвогрунта

На рисунке 7 графически представлены результаты сравнения расчетных значений конусного индекса с использованием экспериментальных значений  $C$ ,  $\varphi$ ,  $G$ ,  $\gamma$ ) и значений конусного индекса, замеренных нами в ходе пенетрационных испытаний почвогрунта. Расчетные значения получены по формуле:

$$CI = -C \cot \varphi + \Theta \cdot \frac{24G^m (\tan \alpha + \tan \varphi)(1 + \sin \varphi) \tan \alpha}{d^2 \gamma^2 (m-2)(m-3)(3 - \sin \varphi) \tan^3 \varphi} \quad (31)$$

$$\Theta = \{C + (Z + L) \cdot \gamma \tan \varphi\}^{3-m} - \{C + Z \cdot \gamma \tan \varphi\}^{2-m} \cdot \{C + (Z + 3L - Lm) \cdot \gamma \tan \varphi\}$$

$$m = \frac{4 \sin \varphi}{3(1 + \sin \varphi)}$$

В среднем отличие расчетных значений конусного индекса по формуле (31) от экспериментальных по абсолютной величине составляет 12,91 %. Это говорит об удовлетворительной точности формулы (31).



Аппроксимированная зависимость конусного индекса от модуля деформации получена в виде линейного уравнения:

$$CI = 0,4229E \quad (32)$$

Значение коэффициента детерминации формулы (32)  $R^2 = 0,855$  позволяет признать ее удовлетворительно точной и использовать в дальнейшем при сопоставлении результатов, полученных по предлагаемой математической модели для прогноза тягово-сцепных свойств движителей, с зарубежными сведениями.

Для проверки результатов выполненных исследований сопоставим расчетные данные по предлагаемой модели с результатами, полученными независимыми зарубежными исследователями экспериментально в рамках WES-метода.

Для сравнения выбраны 14 WES-моделей, предназначенных для оценки коэффициентов сопротивления движения, сцепления и тяги колесных машин, рассмотренные в главе 1 «Состояние вопроса и задачи исследования».

На рисунках 8 – 10 представлены результаты расчетов, выполненных при диаметре колеса  $D = 1,333$  м, внутреннем давлении в шине  $P_w = 350$  кПа, приведенной нагрузке на колесо  $G_K = 45$  кН, ширине колеса  $B = 0,7$  м и коэффициенте буксования  $S = 0,2$ . Результаты расчетов с использованием WES-моделей представлены на рисунках 8 – 10 тонкими линиями без маркеров.

По полученным численным данным рассчитаны средние арифметические значения тягово-сцепных свойств колесного движителя – жирные линии с круглыми маркерами. На тех же графиках жирной линией с квадратными маркерами представлены результаты расчетов по составленной нами математической модели.

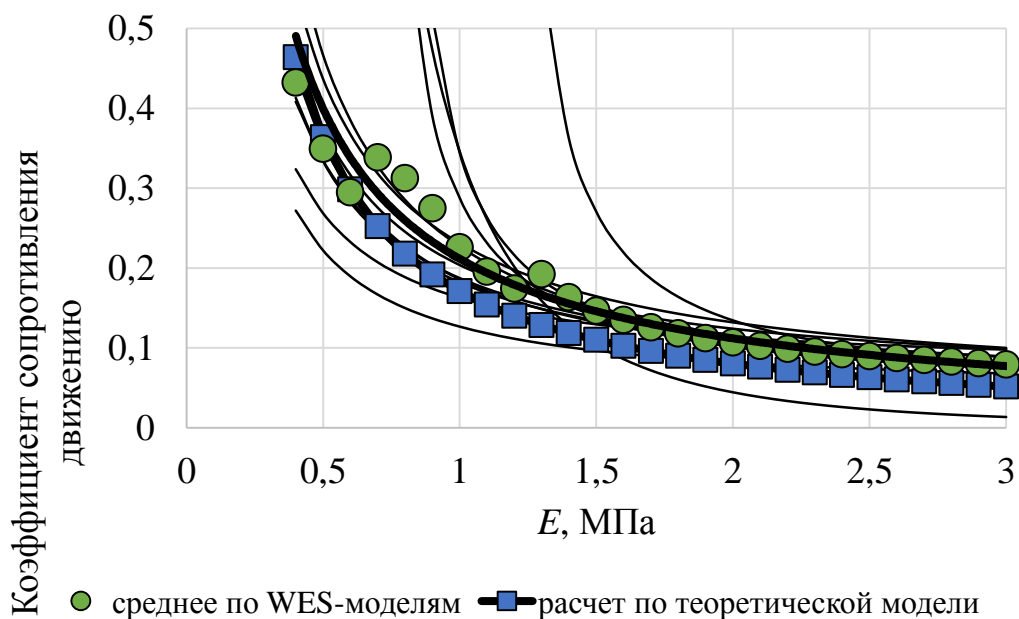


Рисунок 8 – Сопоставление расчетных значений коэффициента сопротивления движению по теоретической модели с результатами зарубежных исследователей

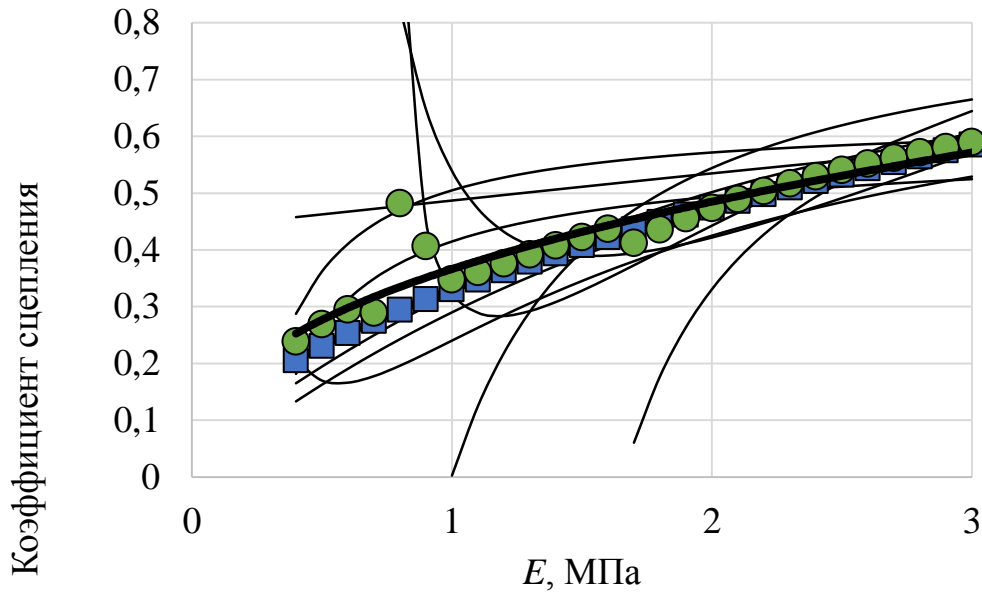


Рисунок 9 – Сопоставление расчетных значений коэффициента сцепления по теоретической модели с результатами зарубежных исследователей

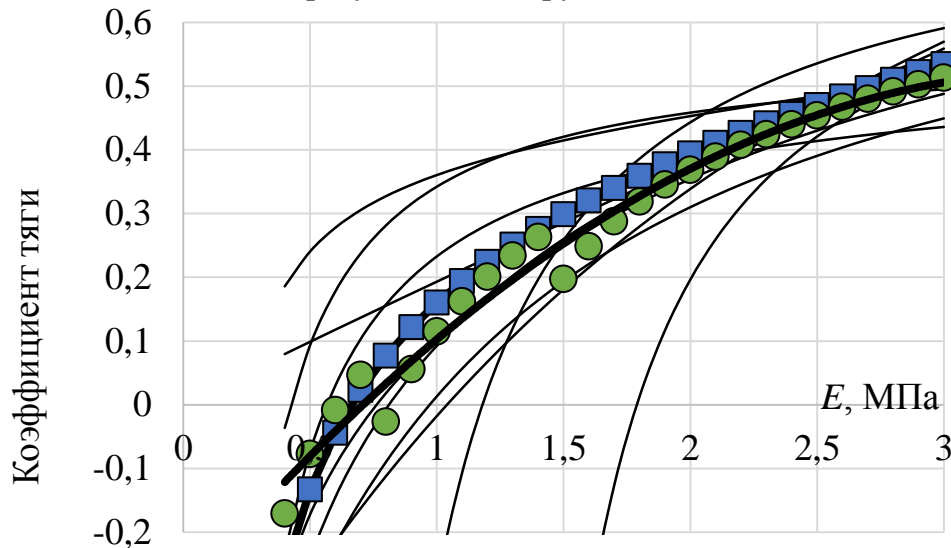


Рисунок 10 – Сопоставление расчетных значений коэффициента тяги по теоретической модели с результатами зарубежных исследователей

Графики наглядно показывают удовлетворительную сходимость результатов, полученных по предлагаемой нами математической модели, со средней арифметической оценкой тягово-сцепных свойств по *WES*-моделям.

С целью более подробного анализа сходимости результатов выполнены дополнительные расчёты. После обработки результатов получены аппроксимированные зависимости:

$$\varphi_{\text{сц}} = 0,5E^{0,52}S^{0,21} \quad (33)$$

$$\varphi_{\text{сопр}} = \frac{0,055G_K^{0,71}P_W^{0,15}}{E^{1,1}B^{1,03}d^{0,42}} \quad (34)$$

$$\varphi_T = 0,5E^{0,52}S^{0,21} - \frac{0,055G_K^{0,71}P_W^{0,15}}{E^{1,1}B^{1,03}d^{0,42}} \quad (35)$$

Составленные математические модели (33) – (35) позволяют получать результаты, с удовлетворительной точностью согласующиеся с известными ранее WES-моделями независимых авторов, что было установлено непосредственно сопоставлением результатов расчетов по формулам (33) – (35) с данными WES-моделей.

### ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. С использованием подхода, основанного на положениях теории движения вездеходных транспортных средств, построена математическая модели взаимодействия колесной лесной машины с почвогрунтом лесосеки, учитывающей совместные деформации движителя и почвогрунта. Модель предназначена для определения коэффициента сопротивления движению и коэффициента сцепления движителя с почвогрунтом.

2. Для практических расчетов коэффициент сопротивления движению колесного движителя можно считать функцией нагрузки на колесо, ширины и диаметра колеса, внутреннего давления в шине и модуля деформации почвогрунта, уравнение (34). Коэффициент сцепления движителя с почвогрунтом можно считать функцией коэффициента буксования и модуля деформации почвогрунта, формула (33).

3. Полученные аппроксимированные зависимости физико-механических свойств почвогрунта и модуля деформации дополнительно подтвердили классификацию почвогрунтов проф. И.В. Григорьева. В связи с этим, считаем корректным использование модуля деформации в качестве интегральной характеристики свойств лесного почвогрунта.

4. В среднем отличие расчетных значений конусного индекса по формуле (31), полученной в механике контактного взаимодействия, от экспериментальных значений по абсолютной величине составляет 12,91 %. Это говорит об удовлетворительной точности формулы (31) для лесных почвогрунтов. Аппроксимированная зависимость конусного индекса от модуля деформации получена с учетом формулы (31) в виде линейного уравнения (32) ( $R^2 = 0,855$ ). С учетом изменчивости объекта исследования (почвогрунта), полагаем ее удовлетворительно точной и рекомендуем использовать в дальнейшем при

сопоставлении результатов, полученных по предлагаемой математической модели для прогноза тягово-сцепных свойств двигателей, с зарубежными сведениями.

5. Для проверки результатов выполненных исследований проведено сопоставление расчетных данных по предлагаемой модели с результатами, полученными независимыми зарубежными исследователями экспериментально в рамках WES-метода. По значениям рассчитанных коэффициентов детерминации ( $R^2 = 0,9371$  при сравнении значений коэффициента сопротивления движению,  $R^2 = 0,9155$  при сравнении значений коэффициента сцепления и  $R^2 = 0,9216$  при сравнении значений коэффициента тяги) можем заключить, что составленные математические модели позволяют получать результаты, с удовлетворительной точностью согласующиеся с известными ранее моделями независимых авторов, построенными на опытных данных.

6. Используемые при составлении математических моделей зависимости, связывающие деформации почвогрунта с параметрами двигателя, потенциально позволяют проанализировать влияние геометрических особенностей двигателя, например, размеры грунтозацепов, рисунок протектора, соотношение ширины и высоты шины и др. Это, по нашему мнению, должно явиться перспективным направлением дальнейших исследований. Кроме того, в дальнейших исследованиях целесообразно более подробно изучить влияние цикличности приложения нагрузки, параметров трассы движения (градиент, перемена физико-механических свойств почвогрунта) – то есть те вопросы, которые, по мнению экспертов, являются одними из самых сложных при моделировании взаимодействия техники и лесных почвогрунтов. Полагаем, что полученные в настоящей работе результаты можно использовать на начальных этапах формирования новых моделей для приближенной оценки их «работоспособности».

*Основное содержание диссертационного исследования опубликовано в следующих печатных работах:*

1. Иванов В.А., Хахина А.М., Устинов В.В., Коротков Р.К. Уточненные зависимости для расчета сдвиговой деформации лесного почвогрунта по величине буксования и параметрам пятна контакта. Системы. Методы. Технологии. 2015. № 4 (28). С. 116-120.
2. Божбов В.Е., Устинов В.В. Приближенные зависимости для оценки характеристик колесных лесных машин. Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 2-2 (13-2). С. 177-180.
3. Рудов С.Е., Хитров Е.Г., Рудов М.Е., Устинов В.В. Расчет тяговых и сцепных свойств колесного скиддера с использованием данных зарубежных коллег. Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 1 (12). С. 223-228.

4. Устинов В.В., Хахина А.М. Энергонасыщенность техники в контексте проблемы повышения эффективности первичного транспорта древесины. Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 9-2 (20-2). С. 277-280.

5. Хахина А.М., Устинов В.В. Влияние модуля деформации на форму пятна контакта движителя с почвогрунтом. Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 9-2 (20-2). С. 287-290.

6. Рудов М.Е., Устинов В.В. Теоретическое исследование воздействия волочащей части трелемой пачки лесоматериалов на почвогрунт лесосеки. В сборнике: современные проблемы и перспективы рационального лесопользования в условиях рынка Сборник материалов Международной научно-технической конференции преподавателей, студентов, аспирантов и докторантов в рамках научной темы. 2014. С. 469-473.

7. Григорьев И.В., Макуев В.А., Никифорова А.И., Хитров Е.Г., Устинов В.В., Калинин С.Ю. Исследование коэффициента сопротивления передвижению колесных лесных машин. Вестник Московского государственного университета леса - Лесной вестник. 2014. № S2. С. 36-41.

8. Григорьев И.В., Никифорова А.И., Устинов В.В. Эффективность трелевочных тракторов//Дерево.ги, 2014. № 5, С. 94-98

9. Хахина А.М., Устинов В.В. О дальнейших исследованиях тягово-сцепных свойств колесного движителя. Материалы ВРНПК «Повышение эффективности лесного комплекса», Петрозаводск, 2016. С. 271 – 274.

*Просим принять участие в работе диссертационного Совета Д.212.008.01 или прислать Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах с заверенными подписями по адресу: 163002, Россия, г. Архангельск, набережная Северной Двины, 17*