МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 629.114.2.001

ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА И ПРОХОДИМОСТЬ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПО ГРУНТАМ СО СЛАБОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ

канд. техн. наук А.В. ГУСЬКОВ
(Минский тракторный завод)

Рассмотрена методика определения тягово-сцепных свойств и глубины колеи ведущих колес при качении их по слабым грунтам, позволяющая оценить проходимость колесных машин в целом. Приведены расчеты указанных свойств для колеса 18,4 R 38, катящегося по целинному торфянику. Разработанная методика по определению тягово-сцепных качеств ведущих колес при качении их по грунтам со слабой несущей способностью позволяет оценить в целом проходимость колесных машин по указанным грунтам. Анализируются коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей при сжатии, а также коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей при сдвиге. Рассмотренные зависимости позволяют с достаточной точностью описать процесс взаимодействия пневматического колеса с различными видами торфяно-болотного грунта при различной влажности.

Введение. В настоящее время в торфяной промышленности находят применение комбинированные агрегаты для разработки торфяных месторождений, обладающие большим тяговым сопротивлением и требующие значительного отбора мощности для привода рабочих органов.

Как правило, эти машины агрегатируются с колесными тракторами или имеют самостоятельный привод и оборудуются колесными движителями.

Также следует отметить широкое применение колесного движителя для средств специальной техники, предназначенного двигаться по грунтам со слабой несущей способностью, в частности по осушенным и неосушенным торфяникам и заболоченным землям.

Существующие зависимости для определения тягово-сцепных свойств колесного движителя и его проходимости в основном базируются на законах механики грунта, описывающих процессы сжатия и сдвига последнего, характерного для минерального грунта [1, 2].

Основная часть. При исследовании процессов взаимодействия колесного движителя с торфяно-болотными грунтами более целесообразно применить законы сжатия и сдвига, предложенные С.С. Корчуновым и В.В. Кацыгиным именно для процесса сжатия торфяно-болотного грунта:

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - e^{-\frac{h}{k}} \right), \tag{1}$$

где σ_0 – несущая способность торфяно-болотного грунта, Н/м^2; k – коэффициент деформации при сжатии, м; h – глубина колеи, м.

Несущая способность почвы по С.С. Корчунову определяется следующей формулой:

$$\sigma_0 = A_0 + B_0 \frac{\Pi}{S}, \tag{2}$$

где S – площадь штампа, м^2; Π – периметр штампа, м; A_0 и B_0 – константы деформируемости грунта.

Величины σ_0 и k являются физическими характеристиками торфяно-болотного грунта.

Из анализа уравнения (1) вытекает: константа k имеет линейную размерность и может быть определена как деформация залежи штампом при удельном давлении, составляющем $\left(1 - \frac{1}{e}\right)$, или приблизительно 0,63, от величины ее несущей способности.

Отношение периметра к площади при соблюдении условия подобия геометрической формы штампа изменяется обратно пропорционально линейным размерам штампа. Таким образом, для неосушенного торфяника, обладающего в значительной мере пластическими свойствами, и для штампов, соизмеримых

с площадью опорной поверхности колесного движителя (отношение $\frac{П}{S}$ мало), можно считать, что $\sigma_0 \cong 1,5...A_0$ [3].

Коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей при сжатии, приведены в таблице 1 [3].

Таблица 1

Коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей при сжатии

Вид торфяно-болотного грунта	Относительная влажность, %	Коэффициенты		
		A_0, кН/м^2	B_0, кН/м^2	k, м
Дерн неосушенного болота	88…92	41…49	6,5…6,8	0,038…0,042
Торф, целина	85…87	68…75	7,1…7,6	0,048…0,056
Торф, пахота	77…79	45…48	5,5…5,9	0,031…0,037
Торф, подготовленный под посев	75…78	31…39	5,4…5,8	0,029…0,034

Для расчета процесса сдвига торфяно-болотного грунта В.В. Кацыгин [2] предложил следующую зависимость касательных напряжений от деформации:

$$\tau = f_{ck} q_x \left(1 + \frac{f_n}{ch\frac{\Delta x}{K_\tau}} \right) th\frac{\Delta x}{K_\tau}, \qquad (3)$$

где τ – напряжение сдвига, Н/м^2; f_{ck}, f_n – коэффициенты скольжения и покоя соответственно; q_x – давление, Н/м^2; Δ_x – деформация, м; K_τ – коэффициент деформации при сдвиге, м.

Коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей при сдвиге, приведены в таблице 2 [2].

Таблица 2

Коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей при сдвиге

№ грунта	Вид торфяно-болотного грунта	Относительная влажность, %	Коэффициенты		
			f_n	f_{ck}	K_τ, м
1	Дерн неосушенного болота	87…92	0,88…0,92	0,82…0,86	0,002…0,003
2	Торф, целина	81…86	0,87…0,91	0,81…0,85	0,001…0,002
3	Торф, пахота	77…80	0,82…0,85	0,79…0,81	0,001…0,002
4	Торф, подготовленный под посев	75…78	0,83…0,86	0,80…0,82	0,001…0,002

Используем приведенные зависимости для расчета процесса взаимодействия пневматического колеса с торфяным грунтом.

Теоретический анализ [1, 2] показывает, что увеличение размеров шины (диаметра D и ширины b) при одинаковой вертикальной нагрузке G на шину приводит к улучшению ее тягово-сцепных качеств (уменьшается сопротивление $F_{спр}$ перекатыванию за счет образования колеи и мятия грунта движителем, увеличивается касательная сила тяги $F_к$ за счет увеличения площади опорной поверхности) и улучшению проходимости (уменьшение давления q_x движителя на грунт, увеличение дорожного просвета). Вместе с тем увеличение размеров параметров шины (при G = const) приводит к увеличению веса всей машины и стоимости шин. Поэтому рационально подобранные шины (по диаметру D и ширине b, давлению воздуха в шине P_w, числу слоев корда и т.д.) позволяют улучшить КПД мобильной машины и ее проходимость. Таким образом, необходимо искать компромиссное решение, которое представляется следующим алгоритмом:

$$\text{при } G = \text{const и } D, b = \text{var} \quad F_{спр} \to \min;\ F_к \to \max;\ \eta_к \to \max;\ q \to \min,$$

где $\eta_к$ – тяговый коэффициент полезного действия ведущего колеса; q – давление на грунт, Н/м^2.

Исследование по теории взаимодействия колесного движителя с почвой [1, 2] показало, что для каждой шины определенной размерности можно подобрать такую нагрузку, при которой она будет обладать наилучшими тягово-сцепными свойствами и проходимостью. Принимая в качестве критерия эффек-

тивности КПД ведущего колеса $\eta_к$, можно найти оптимальную вертикальную нагрузку G для этой шины, а также и для всей машины в целом, т.е. имея функциональную зависимость $\eta_к = f(G)$, решить уравнение:

$$\frac{\partial \eta_к}{\partial G} = 0 .$$

Можно решить и обратную задачу: при G = const найти оптимальные размеры шин D и b (давление в шине P_w определяется агротехническими или другими требованиями и прочностью шины), т.е., имея зависимость $\eta_к = f\left(D, b\right)$, решить уравнение:

$$\frac{\partial \eta_к}{\partial D, b, P_w} = 0 .$$

Исследования [1, 2] показали, что тяговый КПД колеса $\eta_к$ в зависимости от переменной вертикальной нагрузки (D и $b... = const$) изменяется согласно рисунку 1, т.е. при нулевой нагрузке $G = 0$, $\eta_к = 0$, (здесь $\eta_к$ – КПД ведущего колеса). Затем при увеличении вертикальной нагрузки $\eta_к$ возрастает и в точке A достигает максимума. Для колеса данной размерности соответствующая вертикальная нагрузка будет оптимальной. Дальнейшее увеличение нагрузки ведет к уменьшению КПД колеса, что нежелательно с точки зрения экономики и долговечности шин ведущих колес.

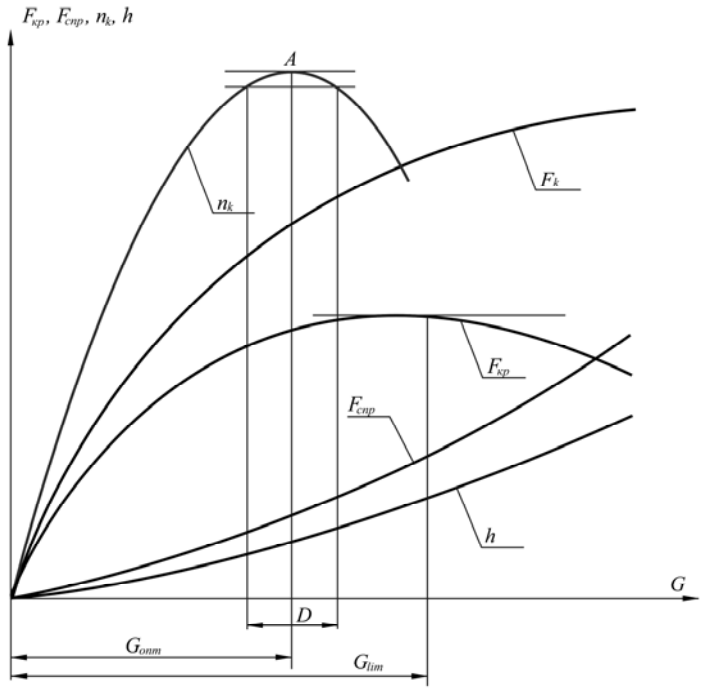

Рис. 1. Тягово-сцепные свойства ведущего колеса:
$F_к$ – касательная сила тяги; $F_{кр}$ – сила тяги колеса (крюковое усилие);
$F_{спр}$ – сила сопротивления движению за счет мятия грунта движителем и образования колеи;
h – глубина колеи; G_{lim} – предельная весовая нагрузка; $G_{опт}$ – оптимальная весовая нагрузка

Если принять предел изменения $\eta_к$ до 5 % в ту или другую сторону (см. рис. l), то получаем область вертикальных нагрузок D, оптимальных для колеса данной размерности.

Коэффициент полезного действия ведущего колеса в теории мобильных машин принято оценивать следующей формулой:

$$\eta_K = \left(1 - \delta\right)\left(1 - \frac{F_{спр}}{F_к}\right), \tag{4}$$

где δ – буксование, в долях единицы; $F_{спр}$ – сила сопротивления перекатыванию при мятии грунта движителем и образовании колеи, Н; $F_к$ – касательная сила тяга, Н.

При взаимодействии колеса с грунтом опорная поверхность шины имеет сложную конфигурацию. Многочисленные попытки описать ее математическими зависимостями часто усложняют расчеты и приводят к неадекватным по сравнению с реальным процессом результатам. Однако в случае взаимодействия колеса с торфяно-болотным грунтом опорную поверхность шины реального колеса можно заменить жестким колесом большего диаметра (рис. 2) [1], поскольку она близка к цилиндрической.

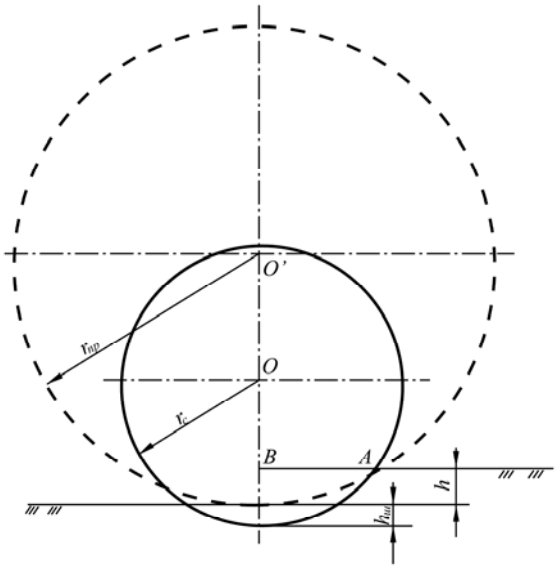

Рис. 2. Схема замены радиуса эластичного колеса r_0 радиусом жесткого колеса $r_{пр}$

Замена диаметра эластичного колеса приведенным диаметром жесткого осуществляется в соответствии со схемой (см. рис. 2). Длина отрезка *AB* для эластичного и эквивалентного ему жесткого колеса составит

$$AB = \sqrt{r_0^2 - \left(r_0 - (r_0 - h - h_ш\right)^2} = \sqrt{r_{пр}^2 - (r_{пр} - h)^2},$$

или

$$2r_0(h + h_ш) - (h + h_ш)^2 = 2r_{пр}h .$$

Преобразовав выражение, получим

$$D_{пр} = \frac{D_0(h + h_ш) - h_ш(2p + h_ш)}{h} = D_0 + \frac{h_ш}{h}(D_0 - 2h - h_ш). \quad (5)$$

Так как второй член правой части формулы (5) больше нуля и $D_0 > 2h + h_ш$, то $D_{пр}$ всегда больше D_0. При $h_ш \to 0$ эластичное колесо приближается к жесткому. Такой случай имеет место при качении эластичного колеса с большим давлением воздуха в шине по переувлажненному грунту. Здесь $D_{пр}$ – приведенный диаметр жесткого колеса, эквивалентного пневматическому; h – глубина колеи; $h_ш$ – прогиб шины.

Прогиб шины можно определить по зависимости, предложенной Хейдекелем в книге [1]:

$$h_ш = \frac{G}{2\pi P_w \sqrt{r_0 r_c}},$$

где G – нормальная нагрузка, Н; P_w – давление воздуха в шине, Па; r_0 – номинальный радиус колеса, м; r_c – радиус сечения шины, м. В первом приближении его можно принять равным половине ширины b шины, т.е. $r_c = \frac{b}{2}$.

Определим силу сопротивления движению $F_{спр}$ и глубину колеи. Схема взаимодействия жесткого колеса, эквивалентного эластичному, с торфяно-болотным грунтом приведена на рисунке 3.

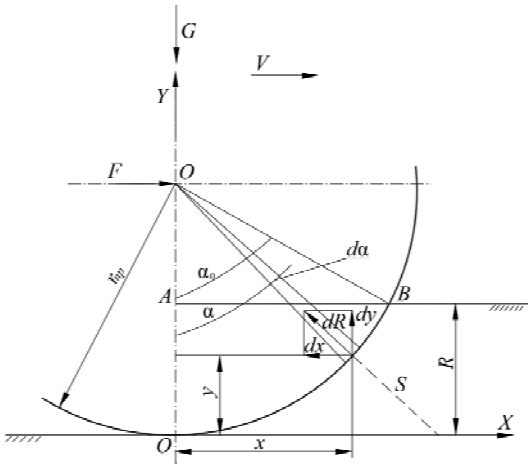

Рис. 3. Схема к определению силы сопротивления движению колеса за счет мятия грунта и образования колеи

В соответствии с приведенной схемой элементарные реакции грунта *dR* направлены перпендикулярно ободу колеса (см. рис. 3) и их траекторией является трактриса $S = r\ln\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_0}$. В этом случае элементарная реакция почвы на участке обода площадью $A = brd\alpha$

$$dR = \sigma\, br_{пр}d\alpha ,$$

где σ – нормальное напряжение, Н/м^2; b – ширина колеса, м; $r_{пр}$ – приведенный радиус, м; α – угол приложения элементарной реакции, *dR*.

Разложим элементарную реакцию на горизонтальную *dx* и вертикальную *dy* составляющие. При этом $dy = dG$ и $dx = F_{спр}$, где G – нормальная нагрузка, н; $F_{спр}$ – сила сопротивления движению за счет мятия грунта движителем и образования колеи.

Тогда $dF_{спр} = \sigma b r_{пр} \sin\alpha d\alpha$.

Поскольку $\sigma = \sigma_0 \left(1 - e^{-\frac{h}{k}}\right)$ и $h = s = r_{пр} \ln \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_0}$, то

$$dF_{спр} = b r_{пр} \sigma_0 \left(1 - e^{-\frac{r_{пр}}{k} \ln \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_0}}\right) \cdot \sin d\alpha \text{ и } F_{спр} = b r_{пр} \sigma_0 \int_0^{\alpha_0} \left(1 - e^{-\frac{r_{пр}}{k} \ln \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_0}}\right) \cdot \sin d\alpha.$$

Вычислив этот интеграл, получим

$$F_{спр} = b r_{пр} \sigma_0 \left(1 - \cos\alpha_0 + \frac{\cos\alpha_0 \ln \cos\alpha_0}{e^{\frac{r_{пр}}{k}}}\right). \tag{6}$$

Из треугольника $O'BA$ (см. рис. 2) следует, что

$$\cos\alpha_0 = \frac{r_{пр} - h}{r_{пр}}, \sin\alpha_0 = \frac{1}{r_{пр}} \sqrt{2rh - h^2} \text{ и } \alpha = \arccos \frac{r_{пр} - h}{r_{пр}}.$$

Тогда

$$F_{спр} = b r_{пр} \sigma_0 \left[\frac{h}{r_{пр}} + \frac{\left(\frac{r_{пр} - h}{r_{пр}}\right) \ln\left(\frac{r_{пр} - h}{r_{пр}}\right)}{e^{\frac{r_{пр}}{r_{пр}}}}\right]. \tag{7}$$

В уравнении (7) неизвестной величиной является глубина колеи *h*. Найдем значение из уравнения: $\sum Y = R\cos\alpha - G = 0$; $G = R\cos\alpha$.

При этом

$$G = b r_{пр} \sigma_0 \int_0^{\alpha_0} \left(1 - \frac{\cos\alpha_0}{e^{\frac{r_{пр}}{k}} \cos\alpha}\right) d\alpha = b r_{пр} \sigma_0 \left[\frac{\sqrt{2 - r_{пр} h - h^2}}{r_{пр}} - \frac{\left(r_{пр} - h\right) \arccos\left(\frac{r_{пр} - h}{r_{пр}}\right)}{r_{пр} e^{\frac{h}{k}}}\right]. \tag{8}$$

Совместное решение уравнений (7) и (8) дает возможность определить величины $F_{спр}$ и h, их зависимость от параметров колеса (b, D, P_w), от приходящейся на него нагрузки G и физико-механических свойств торфяно-болотного грунта (σ_0, A_0, $П$, S и k).

Уравнения (7) и (8) можно значительно упростить, если пренебречь членами, содержащими в знаменателе $e^{\frac{r_{пр}}{k}}$ (величины $r_{пр}$ = 0,7…2,0 м и k = 0,035…0,69).

Тогда

$$F_{спр} = b\sigma_0 h; \tag{9}$$

$$h^2 - 2rh + \left(\frac{G}{\sigma_0}\right)^2 = 0 \tag{10}$$

и

$$h = r_{пр} \pm \sqrt{r_{пр}^2 - \left(\frac{G}{b\sigma_0}\right)^2}.$$

Значение корня в уравнении (10) следует брать с отрицательным знаком, в противном случае глубина колеи может превышать значение приведенного радиуса, что противоречит действительности.

И в окончательном виде:

$$F_{спр} = b\sigma_0 h \left[r_{пр} - \sqrt{r_{пр}^2 - \left(\frac{G}{b\sigma_0} \right)^2} \right] \tag{11}$$

и

$$h = r_{пр} - \sqrt{r_{пр}^2 - \left(\frac{G}{b\sigma_0} \right)^2}. \tag{12}$$

Результаты расчетов по указанным формулам для пневматического колеса (параметры которого приведены в таблице 3) в зависимости от нормальной нагрузки при принятых значениях σ_0 = 79 кН/м^2, K = 0,051 м приведены на рисунке 4.

Таблица 3

Параметры пневматического колеса

Марка шины	Марка обода	Параметры шины				Давление воздуха, P_w, МПа	Допустимая нагрузка, G_{lim}, кН
		ширина, b, м	диаметр, D, м	статистический радиус, $r_{ст}$, м	радиус качения, r_k, м		
18,4 R 38	DW181-38	0,467	1,750	0,805	0,829	0,08	19,5

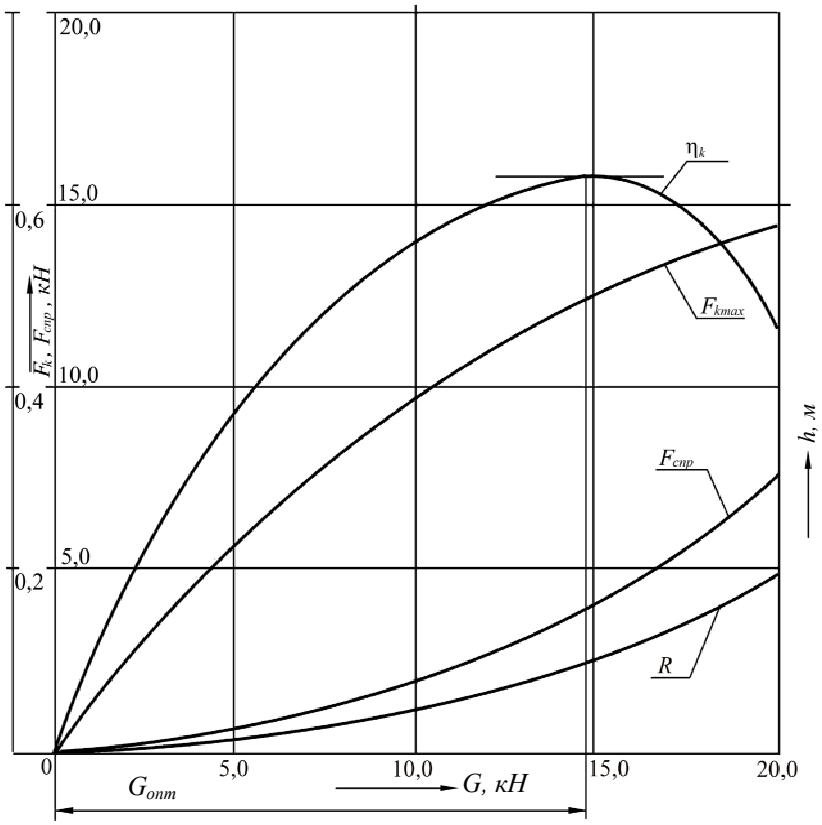

Рис. 4. Тягово-сцепные свойства шины 18,4 R 38 при качении ее по целинному торфянику

При определении касательной силы тяги F_k воспользуемся методикой, предложенной В.В. Гуськовым [2], для торфяно-болотного грунта, в которой используется формула В.В. Кацыгина.

На рисунке 5 изображена схема взаимодействия ведущего колеса с грунтом, в соответствии с которой определяется касательная F_k сила тяги. При этом примем допущения, аналогичные предыдущему,

т.е. колесо (см. табл. 3) под воздействием крутящего момента катится по горизонтальной поверхности целинного торфяника, физико-механические свойства которого представлены в таблице 2 (позиция 2).

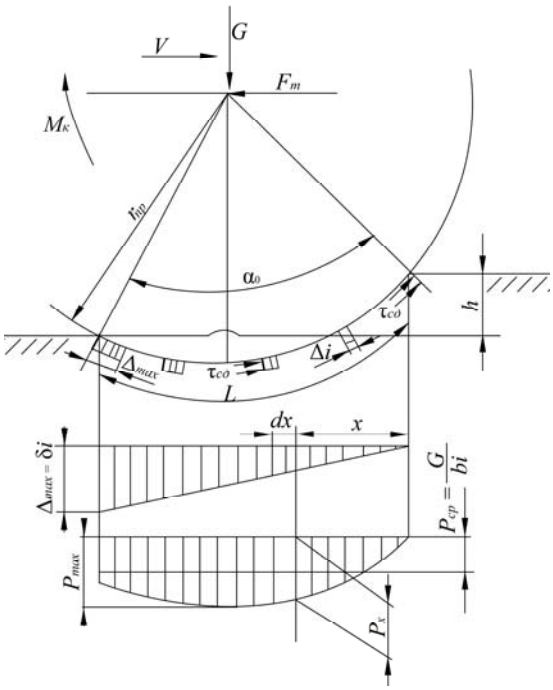

Рис. 5. Схема к определению касательной силы тяги

При установившемся режиме касательная сила F_k тяги колеса равна сумме тангенциальных реакций грунта, направленных в сторону движения (см. рис. 5).

Как известно, эластичное колесо для улучшения сцепления с грунтом оборудуют грунтозацепами. В этом случае процесс взаимодействия такого колеса с грунтом отличается от качения ведущего жесткого колеса.

При взаимодействии ведущего колеса с грунтом действуют:

- силы трения между опорной поверхностью шины и грунтом;
- силы, возникающие при упоре грунтозацепов шины в грунт и при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепов.

На дорогах с твердым покрытием основное значение имеют силы трения. На рыхлых грунтах значения сил сдвига и среза возрастают и во многих случаях являются определяющими.

При движении ведущего колеса его грунтозацепы сдвигаются и срезают грунт в направлении, обратном движению. Упор грунтозацепов в грунт, сдвиг и срез грунтовых кирпичей, зажатых между ними, возможны только при полном использовании сил трения, т.е. когда имеет место пробуксовка колеса. Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровождаться буксованием, в результате чего ось колеса как бы перемещается на соответствующее расстояние назад. В этом главным образом заключается физическая сущность буксования ведущих колес на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости. Дополнительное незначительное снижение поступательной скорости ведущих колес обусловливается тангенциальными деформациями шин. Благодаря эластичности шины в окружном направлении участки ее, приближающиеся при качении колеса к площадке контакта шины с грунтом, под действием ведущего момента сжимаются, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается.

Из сказанного выше следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит за счет сил трения, возникающих между шиной и грунтом, и силы сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами.

При установившемся движении колеса (υ = const) сдвиг и срез грунтовых кирпичей происходит в основном в периоды выхода последнего грунтозацепа опорной поверхности колеса из грунта (см. рис. 5). В этот момент нагрузка от вышедшего из зацепления грунтозацепа перераспределяется на остальные, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигаются и срезают грунт на одинаковую величину Δ_i, причем первый сдвигает грунт на Δ_i, второй – на $\Delta_i + \Delta_i = 2\Delta_i$, третий – на $\Delta_i + \Delta_i + \Delta_i = 3\Delta_i$ и т.д. Поскольку первый грунтозацеп пройдет все стадии зацепления от входа в грунт до выхода из него, наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из зацепления $\Delta_{\max} = n\Delta_i$ (здесь n – число грунтозацепов в зацеплении опорной поверхности колеса с грунтом).

С другой стороны, наибольший сдвиг и срез грунта можно представить как произведение коэффициента буксования δ на длину опорной поверхности колеса L, т.е. $\Delta_{\max} = \delta L$.

Исследования показали, что распределение деформации сдвига и среза грунтовых кирпичей в контакте опорной поверхности колеса с грунтом можно представить в виде треугольника (см. рис. 5).

Напряжения сдвига $\tau_{сд\,i}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепами, возрастают и при Δ_0 достигают максимума $\tau_П$, после чего они убывают и при полном срезе грунтового кирпича достигают постоянного значения $\tau_{ск}$. В то же время напряжение $\tau_{ср}$, возникающее при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепа высотой $h_г$, можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Суммарно деформацию грунтозацепов, равную в начале зацепления нулю и достигающую в конце значения $\Delta_i = \delta L$, как было показано выше, можно представить в виде треугольника. Тогда деформация грунта на расстоянии *x* (см. рис. 5) от начала зацепления равна $\Delta_x = \delta x$.

Касательная сила тяги колеса, необходимая для преодоления сдвига грунта, составит

$$F_{к.сд} = \int_0^L \tau_x dA = \int_0^L b\tau_x dx, \tag{13}$$

где dA – элементарная площадка опорной поверхности колеса, равная $dA = bdx$; b – ширина грунтозацепа колеса; dx – длина элементарной площадки.

В общем случае τ_x зависит от нормального давления q_x, деформации грунта, его физико-механических свойств, параметров колеса, переменными из которых является нормальное давление и деформация сдвига, т.е.

$$\tau_x = f(q_x \Delta_x).$$

Подставляя формулы в уравнение (13), получаем

$$F_{к.сд} = \int_0^L bf_{ск} q_x \left(1 + \frac{f_{пр}}{ch\frac{\Delta_x}{k_\tau}} \right) th\frac{\Delta_x}{k_\tau} dx.$$

Заменяя $\Delta_x = \delta x$, имеем

$$F_{к.сд} = \int_0^L bf_{ск} q_x \left(1 + \frac{f_{пр}}{ch\frac{\delta x}{k_\tau}} \right) th\frac{\delta x}{k_\tau} dx,$$

где $p_x = f(G, x)$.

При условии $q_x \cong q_{ср} = \dfrac{G}{bL}$ зависимость упрощается и имеет вид:

$$F_k = \frac{f_{ск} k_\tau b q_{ср}}{\delta} \left[\ln ch\frac{\delta L}{k_\tau} - f_n \left(\frac{1}{ch\frac{\delta L}{k_\tau}} - 1 \right) \right], \tag{14}$$

или

$$F_k = \frac{f_{ск} k_\tau b G}{\delta L} \left[\ln ch\frac{\delta L}{k_\tau} - f_n \left(\frac{1}{ch\frac{\delta L}{k_\tau}} - 1 \right) \right]. \tag{15}$$

Длина опорной поверхности при этих условиях определяется формулой:

$$L = r_{пр}\alpha_0 + \sqrt{2r_{пр}h}, \tag{16}$$

где $r_{пр} - \dfrac{D_{пр}}{2}$ – приведенный радиус шины, м; α_0 – угол обхвата опорной поверхности (см. рис. 3).

$$\alpha_0 = arctg\sqrt{\frac{2r_{пр}h - h^2}{r_{пр} - h}}. \tag{17}$$

Формулы (14) и (15) показывают, что касательная сила тяги F_k колеса зависит от буксования.

На рисунке 6 приведены результаты расчетов зависимости $F_k = f(\delta)$ при различных величинах нормальной нагрузки.

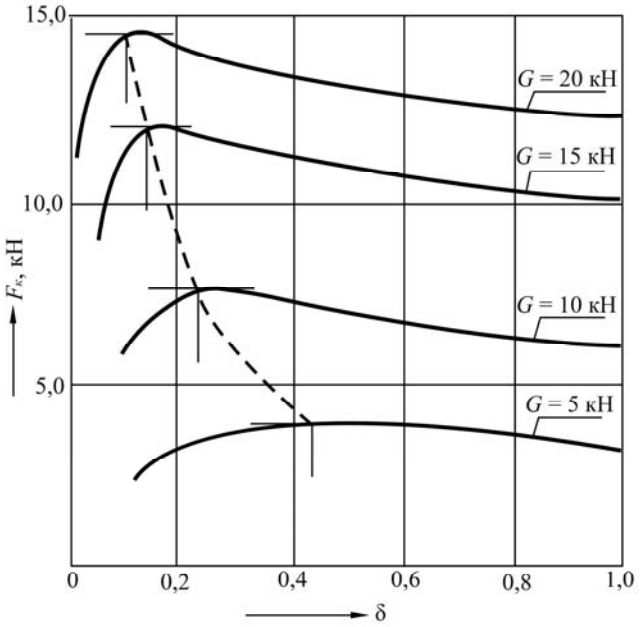

Рис. 6. Зависимость касательной силы тяги от буксования
при качении шины 18,4 R 38 при качении ее по целинному торфянику

Из рисунка видно, что максимальная касательная сила тяги в зависимости от вертикальной нагрузки развивается при различном буксовании: чем больше нагрузка, тем меньше величина буксования, которое назовем оптимальным $G_{опт}$ (см. рис. 6) вертикальной нагрузки на колесо. Следует вместо формулы (4) использовать формулу:

$$\eta_k = (1-\delta_{опт})(1-\frac{F_{сцр}}{F_{k\max}}) . \qquad (18)$$

Результаты расчетов оптимальной весовой нагрузки $G_{опт}$ (при $\eta_k \to \max$) для колеса 18,4 R 38 при качении его по целинному торфянику (см. рис. 4) показывают, что оптимальная весовая нагрузка для рассматриваемой шины составляет 14,9 кН (при предельной нагрузке $G_{\lim} = 19,5$ кН, давлении воздуха в шине P_w = 0,08 МПа, см. табл. 3). При этом глубина колеи h = 0,168 м.

Выводы

1. Рассмотренные зависимости $\sigma = f(h)$ и $\tau(\Delta)$ позволяют с достаточной точностью описать процесс взаимодействия пневматического колеса с различными видами торфяно-болотного грунта при различной влажности.

2. Приведенные формулы позволяют определить с достаточной достоверностью предельные и оптимальные нагрузки на шину, а также глубину колеи, что дает возможность оценить тягово-сцепные качества ведущих колес при качении их по грунтам со слабой несущей способностью.

3. Разработанная методика по определению тягово-сцепных качеств ведущих колес при качении их по грунтам со слабой несущей способностью позволяет оценить в целом проходимость колесных машин по указанным грунтам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беккер, М.Г. Введение в теорию систем местность – машина / М.Г. Беккер; пер. с англ. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973 – 519 с.
2. Тракторы: теория / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Корчунов, С.С. Деформация торфяной залежи / С.С. Корчунов // Торфяная промышленность. – 1946. – № 10.

Поступила 21.05.2007