

А. В. Г у с ь к о в

**ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА
И ПРОХОДИМОСТЬ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ
ПО ГРУНТАМ СО СЛАБОЙ НЕСУЩЕЙ
СПОСОБНОСТЬЮ**

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.

В настоящее время для разработки торфяных месторождений применяются комбинированные агрегаты, имеющие большое тяговое сопротивление и требующие значительной мощности для привода рабочих органов.

Как правило, эти машины используются совместно с колесными тракторами или, если имеют самостоятельный привод, оборудуются колесными движителями.

Следует отметить широкое применение колесного движителя для средств специальной техники, предназначенной для грунтов со слабой несущей способностью, в частности осушенных и неосушенных торфяников и заболоченных земель.

Существующие зависимости для определения тягово-сцепных свойств колесного движителя и его проходимости в основном базируются на законах механики грунта, описывающих процессы его сжатия и сдвига, характерные для минерального грунта [1–6].

При исследовании процессов взаимодействия колесного движителя и торфяно-болотного грунта более целесообразно применять законы сжатия и сдвига грунта, предложенные С.С. Корчуновым [7] и В.В. Кацыгиным [8], а именно: для процесса сжатия торфяно-болотного грунта используется формула

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

где σ_0 — несущая способность торфяно-болотного грунта, Н/м²; k — коэффициент деформации при сжатии, м; h — глубина колеи, м.

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

$$\sigma_0 = A_0 + B_0 \frac{P}{S}, \quad (2)$$

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

Величины σ_0 и k служат физическими характеристиками торфяно-болотного грунта. Из анализа уравнения (1) видно, что константа k имеет линейную размерность и может быть определена как деформация залежи штампом при удельном давлении, составляющем $\left(1 - \frac{1}{e}\right)$ от значения несущей способности ($\approx 0,63$).

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 Π/S мало), можно считать, что $\sigma_0 \cong 1,5 \dots A_0$ [8].

Коэффициенты, характеризующие деформируемость и прочность различных торфяных залежей при сжатии, приведены в табл. 1 (по С.С. Корчунову).

Таблица 1

Вид торфяно-болотного грунта	Относительная влажность, %	Коэффициенты		
		A_0 , кН/м^2	B_0 , кН/м	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 [8] предложил следующую зависимость касательных напряжений от деформации:

$$\tau = f_{\text{ск}} q_x \left(1 + \frac{f_{\text{п}}}{\text{ch} \frac{\Delta x}{K_{\tau}}} \right) \text{th} \frac{\Delta x}{K_{\tau}}, \quad (3)$$

где τ — напряжение сдвига, Н/м^2 ; $f_{\text{ск}}$, $f_{\text{п}}$ — коэффициенты трения скольжения и покоя; 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 и срезе, приведены в табл. 2 (по В.В. Кацыгину).

Вид торфяно-болотного грунта	Относительная влажность, %	Коэффициенты			
		$f_{п}$	$f_{ск}$	K_{τ} , м	$\tau_{ср}$, Н/м ²
Дерн неосушенного болота	87–92	88–92	82–86	0,002–0,003	35,0–48,0
Торф, целина	81–86	87–91	0,81–0,85	0,001–0,002	32,0–42,0
Торф, пахота	77–80	0,82–0,85	0,79–0,81	0,001–0,002	18,0–21,0
Торф, подготовленный под посев	75–78	0,83–0,86	0,80–0,82	0,001–0,002	17,0–20,0

Воспользуемся приведенными зависимостями для расчета процесса взаимодействия пневматического колеса с торфяным грунтом.

Теоретический анализ работ [1, 2] показывает, что увеличение размеров шины (диаметра D и ширины b) при одинаковой вертикальной нагрузке G на нее приводит к улучшению ее тягово-сцепных свойств (уменьшается сопротивление $F_{ср}$ перекачиванию вследствие образования колеи и смятия грунта движителем, увеличивается касательная сила тяги F_k из-за увеличения площади опорной поверхности) и улучшения проходимости (уменьшение давления q_x движителя на грунт, увеличение дорожного просвета). Вместе с тем, увеличение размеров шины (при $G = \text{const}$) приводит к увеличению массы 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 можно представить следующим алгоритмом:

$$F_{ср} \rightarrow \min; \quad F_k \rightarrow \max; \quad \eta_k \rightarrow \max;$$

$$q \rightarrow \min \quad \text{при } G = \text{const} \text{ и } D, b = \text{var},$$

где η_k — тяговый КПД ведущего колеса; q_x — давление на грунт, Н/м².

Исследуя взаимодействие колесного движителя с почвой [1, 2], выявили, что для каждой шины определенной размерности можно подобрать такую нагрузку, при которой она будет иметь наилучшие тягово-сцепные свойства и проходимость. Принимая в качестве критерия эффективности КПД ведущего колеса η_k , можно найти оптимальную вертикальную нагрузку G для такой шины, а также и для всей машины, т.е., имея функциональную зависимость $\eta_k = f(G)$, можно решить уравнение

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

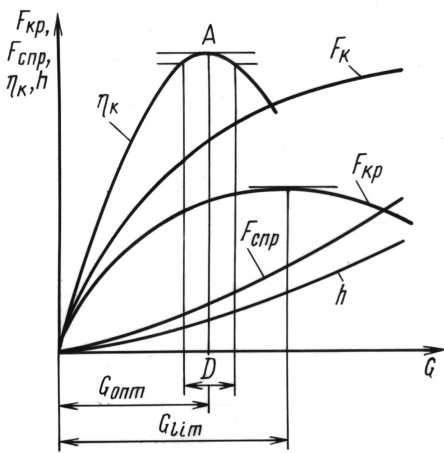


Рис. 1. Тягово-цепные свойства ведущего колеса:

F_k — касательная сила тяги; $F_{кр}$ — сила тяги колеса (крюковое усилие); $F_{спр}$ — сила сопротивления движению из-за смятия грунта движителем и образования колеи; h — глубина колеи; $G_{лим}$ — и $G_{опт}$ — предельная и оптимальная весовые нагрузки

Для колеса данной размерности соответствующая вертикальная нагрузка будет оптимальной. Дальнейшее увеличение нагрузки ведет к снижению КПД колеса, что нежелательно с точки зрения экономики и долговечности шин ведущих колес.

Если принять предел изменения η_k до 5% в ту или другую сторону (см. рис. 1), то получим D -область вертикальных нагрузок G , оптимальных для колеса данной размерности.

В теории мобильных машин КПД ведущего колеса принято оценивать следующей формулой:

$$\eta_k = \frac{P_{п}}{P_3} = \eta_r \eta_\delta \eta_{спр} = \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_k} \right), \quad (4)$$

где $P_{п}$ — полезная мощность; P_3 — затрачиваемая мощность; η_r — КПД, учитывающий потери мощности, зависящие от давления воздуха в шине (гистерезис), конфигурации шины (тангенциальная эластичность, толщина и конструкция корда) и др.; η_δ — КПД, учитывающий потери мощности на буксование; $\eta_{спр}$ — КПД, учитывающий потери мощности на образование колеи; δ — буксование (в долях единицы); $F_{спр}$ — сила сопротивления перекачиванию грунта при его смятии движителем и образовании колеи, Н; F_k — касательная сила тяги, Н.

При взаимодействии колеса с грунтом опорная поверхность шины имеет сложную конфигурацию. Многочисленные попытки описать ее

Можно решить и обратную задачу: при $G = \text{const}$ найти оптимальные размеры шин D и b (давление в шине P_w определяется с учетом агротехнических или другими требованиями и прочностью шины), т.е. используя зависимость $\eta_k = f(D, b)$, можно решить уравнение

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

Исследования [1, 2] показали, что тяговый КПД колеса η_k в зависимости от переменной вертикальной нагрузки (D и $b = \text{const}$) изменяется согласно рис. 1, т.е. при нулевой нагрузке $G = 0$, $\eta_k = 0$. Затем при увеличении вертикальной нагрузки η_k возрастает и в точке A достигает максимума. Для колеса

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 бóльшего диаметра (рис. 2) [1], поскольку она близка к цилиндрической.

Замена диаметра эластичного колеса приведенным диаметром жесткого колеса осуществляется в соответствии со схемой, показанной на рис. 2. Длина отрезка AB для эластичного и эквивалентного ему жесткого колеса составляет

$$AB = \sqrt{r_0^2 - ((r_0 - h - h_{ш})^2)} = \sqrt{r_{пр}^2 - (r_{пр} - h)^2}$$

или

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

Преобразовав выражение, получим

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

Второй член правой части формулы (5) больше нуля, т.е. $D_0 > 2h + h_{ш}$, тогда $D_{пр}$ всегда больше D_0 . При $h_{ш} \rightarrow 0$ 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.

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

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 $A = br d\alpha$ равна

$$dR = \sigma br_{пр} d\alpha,$$

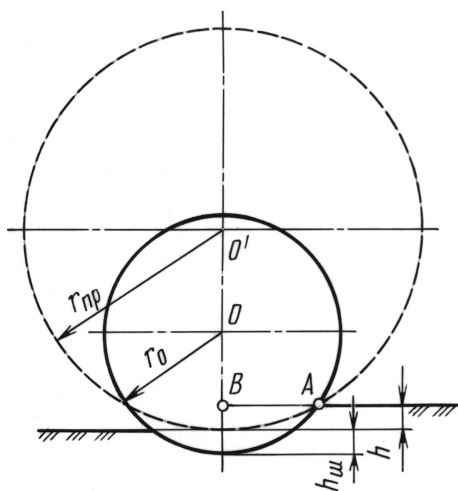


Рис. 2. Схема замены радиуса r_0 эластичного колеса радиусом $r_{пр}$ жесткого колеса

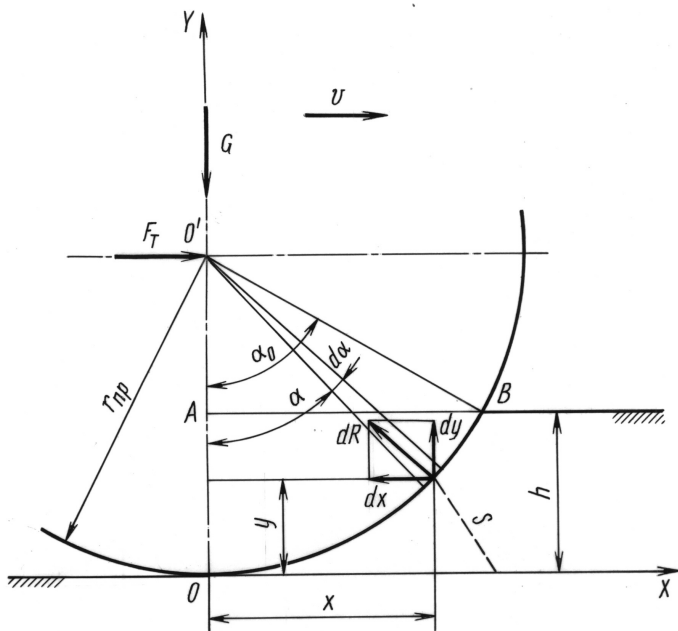


Рис. 3. Схема для определения силы сопротивления движению колеса вследствие смятия грунта и образования колеи

где σ — нормальное напряжение, Н/м²; 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 смятия 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

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

и

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

Вычислив интеграл, получим

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

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

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

Тогда

$$F_{\text{сnp}} = br_{\text{пр}}\sigma_0 \left[\frac{h}{r_{\text{пр}}} + \frac{\frac{r_{\text{пр}} - h}{r_{\text{пр}}} \ln \frac{r_{\text{пр}} - h}{r_{\text{пр}}}}{e^{\frac{r_{\text{пр}}}{r_{\text{пр}}}}} \right]. \quad (7)$$

В уравнении (7) неизвестной величиной является глубина колеи h . Найдем ее значение из уравнения

$$\sum Y = R \cos \alpha - G = 0 \quad \text{или} \quad G = R \cos \alpha.$$

При этом

$$\begin{aligned} G &= br_{\text{пр}}\sigma_0 \int_0^{\alpha_0} \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{e^{\frac{h}{k} \cos \alpha}} \right) d\alpha = \\ &= br_{\text{пр}}\sigma_0 \left[\frac{\sqrt{2r_{\text{пр}}h - h^2}}{r_{\text{пр}}} - \frac{(r_{\text{пр}} - h) \arccos \frac{r_{\text{пр}} - h}{r_{\text{пр}}}}{r_{\text{пр}} e^{\frac{h}{k}}} \right]. \quad (8) \end{aligned}$$

Решение уравнений (7) и (8) дает возможность определить величины $F_{\text{сnp}}$ и h и их зависимость от параметров колеса (b, D, p_w), приходящейся на него нагрузки G и физико-механических свойств торфяно-болотного грунта (σ_0, A_0, Π, S и K).

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

$$F_{\text{сnp}} = b\sigma_0 h; \quad (9)$$

$$h^2 - 2rh_{\text{пр}} + \left(\frac{G}{b\sigma_0} \right)^2 = 0; \quad (10)$$

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

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

В окончательном виде получим

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

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

Расчеты по полученным формулам для пневматического колеса (шина 18,4 R 38), параметры которого приведены ниже:

Наименование шины.....	18,4R38
Обод.....	DW181-38
Параметры шины, м	
ширина b	0,467
диаметр D	1,750
статистический радиус $r_{\text{ст}}$	0,805
радиус качения $r_{\text{к}}$	0,829
Давление воздуха p_w , МПа.....	0,08
Допустимая нагрузка, G_{lim} , кН.....	19,5
Высота грунтозацепа, h_r , м.....	0,085
Шаг грунтозацепа t , м.....	0,0138

в зависимости от нормальной нагрузки при принятых значениях $\sigma_0 = 79 \text{ кН/м}^2$, $K = 0,051 \text{ м}$ приведены на рис. 4.

При определении касательной силы тяги $F_{\text{к}}$ воспользуемся методикой, предложенной В.В. Гуськовым [2] для торфяно-болотного грунта, в которой используется формула В.В. Кацыгина [8]. На рис. 5 изображена схема взаимодействия ведущего колеса с грунтом, в соответствии с которой и определяется касательная сила тяги $F_{\text{к}}$. При этом принимаем допущения, аналогичные предыдущим, т.е. колесо с приведенными параметрами под воздействием крутящего момента катится по горизонтальной поверхности целинного торфяника, физико-механические свойства которого представлены в табл. 2.

При установившемся режиме касательная сила $F_{\text{к}}$ тяги колеса равна сумме тангенциальных реакций грунта, направленных в сторону движения (см. рис. 5).

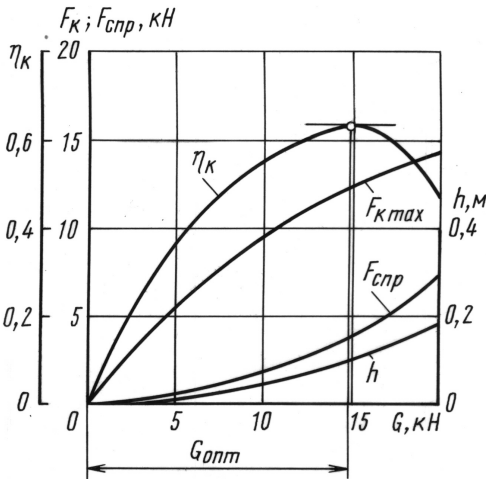


Рис. 4. Тягово-сцепные свойства шины 18,4R38 при ее качении по целинному торфянику (рис. 5).

сжимаются, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается.

Из сказанного следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит вследствие сил трения, возникающих между шиной и грунтом, и сил сдвига и среза грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами. При установившемся движении колеса ($v = \text{const}$) 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 грунтозацепы, 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, то наибольший сдвиг и срез грунта при выходе его из зацепления равен $\Delta_{\text{max}} = n\Delta_i$ (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. $\Delta_{\text{max}} = \delta L$.

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

Текущая деформация грунта при угле α равна

$$\Delta_i = \delta r \alpha.$$

Тогда реакцию грунта можно определить (см. рис. 5) как

$$R = \int_0^{\alpha_0} \tau_{\text{сд}} dA + 2\tau_{\text{ср}} \frac{h_{\text{г}} L}{t}, \quad (13)$$

где $\tau_{\text{сд}}$ — напряжение сдвига, Н/м²; $\tau_{\text{ср}}$ — напряжение среза, Н/м²; dA — элементарная площадка опорной поверхности колеса, равная $dA = br_{\text{пр}} d\alpha$; b — ширина колеса, м; $r_{\text{пр}}$ — приведенный радиус колеса, м; $h_{\text{г}}$ — высота грунтозацепа, м; L — длина опорной поверхности, м; t — шаг грунтозацепа, м.

Горизонтальная составляющая этой реакции равна касательной силе тяги, т.е.

$$F_{\text{к}} = R \cos \varphi. \quad (14)$$

Определим при указанных условиях часть касательной силы тяги, возникающей при сдвиге грунта:

$$F_{к1} = \cos \varphi \int_0^{\alpha_0} \tau_{сд} dA, \quad (15)$$

где φ — угол между реакцией грунта R и касательной силой тяги.

Напряжения сдвига для торфяно-болотного грунта описываются формулой В.В. Кацыгина [8]:

$$\tau_{сд} = f_{ск} q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta}{k_{\tau}}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta}{k_{\tau}}, \quad (16)$$

где $f_{ск}$, $f_{п}$ — коэффициенты трения скольжения и покоя; q_x — давление, Н/м²; Δ — деформация, м; k_{τ} — коэффициент деформации, м.

Подставив значение $\tau_{сд}$ из формулы (16) в формулу (15), получим

$$F_{к1} = \cos \varphi \int_0^{\alpha_0} f_{ск} b r q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{ch} \frac{\delta r \alpha}{k_{\tau}}} \right) \operatorname{th} \frac{\delta r \alpha}{k_{\tau}} d\alpha. \quad (17)$$

Таким образом, общая касательная сила тяги ведущего колеса, катящегося по поверхности торфяно-болотного грунта, определяется следующим уравнением:

$$\begin{aligned} F_{к} &= F_{к1} + F_{к2} = \\ &= \cos \varphi \left[\int_0^{\alpha_0} f_{ск} b r q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{ch} \frac{\delta r \alpha}{k_{\tau}}} \right) \operatorname{th} \frac{\delta r \alpha}{k_{\tau}} d\alpha + 2\tau_{сп} \frac{h_{\Gamma} L}{t} \right]. \end{aligned} \quad (18)$$

Решение этого уравнения представляет значительные сложности, поскольку q_x (распределение давления по опорной поверхности колеса) также является функцией угла α , т.е. $q_x = f(\alpha)$.

Решение уравнения (18) можно значительно упростить, если положить $\varphi \approx 0$ и $q_x \approx q_{сп} \approx \frac{G}{br \sin \alpha_0}$.

В этом случае интегрирование можно провести по горизонтальной координате X и тогда

$$F_{к} = \frac{f_{ск} k_{\tau} b G}{\delta L} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta L}{k_{\tau}} - f_{п} \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta L}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 2\tau_{сп} \frac{h_{\Gamma} L}{t}, \quad (19)$$

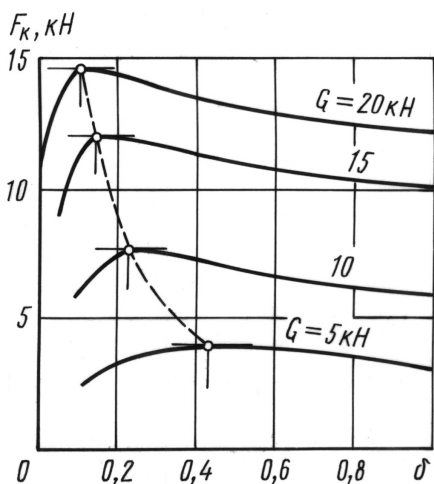


Рис. 6. Зависимость касательной силы тяги от буксования при качении шины 18,4R38 по цельному торфянику

Возьмем оптимальным значением $G_{\text{опт}}$ (см. рис. 6) вертикальной нагрузки. При расчете максимального КПД колеса следует вместо формулы (4) использовать следующее уравнение

$$\eta_k = \eta_r (1 - \delta_{\text{опт}}) \left(1 - \frac{F_{\text{снр}}}{F_{\text{к max}}}\right). \quad (21)$$

На рис. 4 приведены результаты расчетов оптимальной весовой нагрузки $G_{\text{опт}}$ (при $\eta_k \rightarrow \max$) для колеса 18,4R38 при качении его по целинному торфянику. Видно, что оптимальная весовая нагрузка для рассматриваемой шины составляет 14,9 кН (при предельной нагрузке $G_{\text{лим}} = 19,5$ кН и давлении воздуха в шине $p_w = 0,08$ МПа, см. табл. 3) при этом глубина колеи $h = 0,168$ м.

Выводы. 1. Приведенный процесс взаимодействия ведущего колеса с торфяно-болотным грунтом позволяет в первом приближении на стадии проектирования оценить тягово-сцепные свойства и проходимость колесного движителя. Приведенная методика была использована при проектировании колесных и гусеничных машин, движущихся по поверхности торфяно-болотного грунта [9].

2. Приведенные зависимости дают возможность при заданных размерах колеса определить оптимальную весовую нагрузку, при которой ведущее колесо имеет максимальный КПД, или решить обратную задачу: при заданной вертикальной нагрузке определить оптимальные параметры колеса, такие как ширина шины b , диаметр D , давление воздуха в шине p_w .

3. Приведенная методика может быть использована при проектировании машин высокой проходимости для оценки их тягово-сцепных свойств и проходимости по грунтам со слабой несущей способностью.

где

$$L = \sqrt{2r_{\text{пр}}h} + r_{\text{пр}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{2r_{\text{пр}}h - h^2}{r - h}}; \quad (20)$$

h определяется формулой (12).

Формулы (18) и (19) показывают, что касательная сила F_k тяги колеса зависит от буксования. На рис. 6 приведены результаты расчетов зависимости $F_k = f(\delta)$ при различных значениях нормальной нагрузки. Из рисунка видно, что

максимальная касательная сила тяги зависит от вертикальной нагрузки, т.е. чем больше нагрузка, тем меньше буксование, которое назовем оптимальным значением $G_{\text{опт}}$ (см. рис. 6) вертикальной нагрузки.

При расчете максимального КПД колеса следует вместо формулы (4) использовать следующее уравнение

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность–машина / Пер. с англ. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 519 с.
2. Тракторы: теория / Под общ. ред. В.В. Гуськова – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Скотников В. А., Пономарев А. В., Климанов А. В. Пройодимость машин. – Минск.: Наука и техника, 1982. – 328 с.
4. Ксенович И. П., Скотников В. А., Ляско М. И. Ходовая система–почва–урожай. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
5. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – 282 с.
6. Веккер М. G. Off-the-Road Locomotion. Ann arbor the university of Michigan press, 1960. – 218 p.
7. Корчунов С. С. Деформация торфяной залежи // Торфяная промышленность. – № 10. – 1946.
8. Кацыгин В. В. О нормальных и касательных напряжениях, возникающих в торфяно-болотном грунте при приложении нагрузки // Тр. БелНИИМЭСХ., Вып. 6. – Мн.: Урожай, 1995. – 216 с.
9. Государственная науч.-техн. программа “Белавтотракторостроение”. – Минск.: УП “Белавтотракторостроение”, 2000. – 152 с.

Статья поступила в редакцию 8.06.2007

Андрей Валерьевич Гуськов родился в 1963 г., окончил в 1985 г. Белорусский политехнический институт. Канд. техн. наук, начальник отдела “Восток” маркетинг-центра Минского тракторного завода. Автор 46 научных работ в области оптимизации потребительских качеств и параметров колесных тракторов.

A.V. Gus'kov (b. 1963) graduated from the Belarusian Polytechnic Institute in 1985. Ph. D. (Eng.), head of Vostok department of marketing-center of the Minsk Tractor Factory. Author of 46 publications in the field of optimization of consumer qualities and parameters of wheeled tractors.



Вниманию читателей!

В связи с изменением условий распространения журнала “Вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана” для получения авторских номеров следует оформить заявку на необходимое число экземпляров в редакции журнала. Журналы можно купить за наличный расчет в киоске издательства или, (для иногородних авторов) предварительно оформив банковский платеж, в отделе распространения издательства МГТУ им. Н.Э. Баумана (тел. (499)-263-60-45; e-mail: press@bmstu.ru).