

УДК 621.114.2.012.3

А. В. Гуськов, канд. техн. наук

СРАВНЕНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССА 5.0 СО ВСЕМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ, ВЫПОЛНЕННЫХ ПО СХЕМЕ 4К4 И 6К6

На основании современной теории взаимодействия колесного движителя трактора с почвой разработаны математические зависимости, позволяющие оценить тягово-сцепные свойства и экономичность трактора на стадии проектирования. В статье приведены сравнительные расчеты указанных качеств для тракторов 4К4 и 6К6 тягового класса 5.0.

В связи с использованием в последнее время комбинированных сельскохозяйственных агрегатов, имеющих большие тяговые сопротивления и требующих значительного отбора мощности через ВОМ, возникает необходимость создания колесных тракторов тяговых классов 5...7 с двигателями мощностью до 500 л. с.

Ниже приводится анализ тягово-сцепных свойств и экономичности моделей тракторов класса 5.0, выполненных по схеме 4К4 (два ведущих моста и спаренные задние колеса) и 6К6 (три ведущих моста и одинаковые колеса).

Анализ приведенных схем (рис. 1) показывает, что задние внутренние колеса (схема 1) идут по следу передних колес, внешние задние колеса деформируют почву, как и передние. В то же время средние и задние колеса (схема 2) идут по следу передних, которые первоначально деформируют почву, уплотняя ее.

Решающее значение для эффективного использования многоколесного движителя имеет характер изменения механических свойств грунта в результате последовательного прохода колес по одному следу. Этот вопрос тесно связан с влиянием времени действия нагрузки на деформацию грунта [1, 2, 4, 5].

По результатам экспериментов многих исследователей можно представить следующую картину деформации грунтов при последовательном прокатывании по ним колес. Грунты, лишенные внутреннего сцепления, способны быстро деформироваться. Грунты со значительным внутрен-

ним сцеплением деформируются гораздо медленнее. Несущая способность почвы σ_0 , коэффициент k – коэффициент объемного смятия почвы, внутреннее сцепление c при быстром возрастании нагрузки имеют большие значения, чем при медленном. Коэффициенты внутреннего трения ($f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения и $f_{п}$ – коэффициент трения покоя [4]), наоборот, при кратковременном приложении нагрузки меньше, чем при длительном.

Повторяемость нагрузок, свойственная последовательному движению колес по одному следу, как бы удлиняет продолжительность их воздействия на грунт. При этом в результате прохода колес в одних случаях происходит уплотнение микроструктуры грунта и повышение его несущей способности и модуля деформации, а в других случаях, наоборот, нарушается структура грунта и его деформация может превзойти деформацию от длительно действующих нагрузок при однократном их приложении.

Накопление пластических деформаций в грунте по мере прохода колес происходит различно в зависимости от типа грунта и его состояния, а также от соотношения давления на грунт и его несущей способности.

Обычно отмечают четыре принципиальных случая возможного накопления деформаций при повторных нагрузках [1].

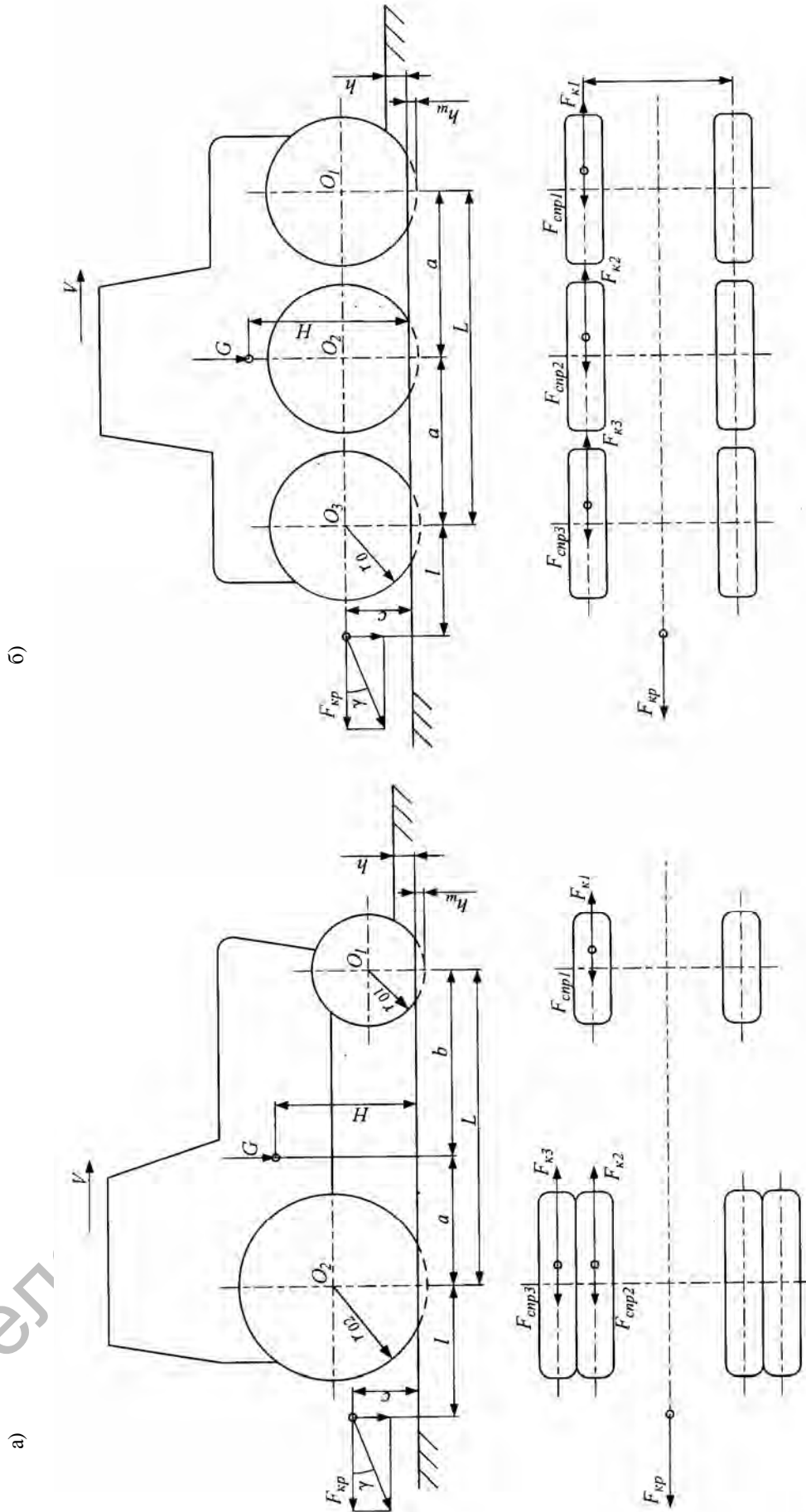


Рис. 1 – Схема моделей тракторов: а – схема 1; б – схема 2

1. Деформация, оставаясь упругой, практически не нарастает, микроструктура и плотность грунта почти не изменяются. Это наблюдается на связных грунтах при влажности ниже предела пластичности и воздействии на них любых нагрузок, встречающихся на практике.

2. Постепенное возрастание деформации по экспоненциальному закону. Этот случай соответствует пластичному состоянию грунта, когда нагрузка не превышает предела несущей способности.

3. Сначала деформация нарастает так же, как в предыдущем случае, а затем – по зависимости, близкой к линейной (без затухания), что характерно для влажности грунта ниже предела текучести и нагрузки выше несущей способности грунта.

4. Деформация прогрессивно возрастает, что соответствует влажности грунта, приближающейся к пределу текучести, или действию нагрузок, значительно превышающих несущую способность.

Наиболее важное практическое значение имеют второй и третий случаи. Первый

случай соответствует твердым грунтовыми поверхностям, а четвертый – грунтам, практически непроходимым.

Примем в качестве грунта поверхность стерни суглинка нормальной влажности со следующими физико-механическими показателями: σ_0 – несущая способность грунта, $\sigma_0 = 1,58 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ [3]; κ – коэффициент объемного смятия грунта, $\kappa = 0,058 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^3$; $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения покоя, $f_{\text{п}} = 0,79$; $f_{\text{ск}}$ – коэффициент трения скольжения, $f_{\text{ск}} = 0,72$; κ_{τ} – коэффициент деформации грунта при сдвиге, $\kappa_{\tau} = 0,027 \text{ м}$.

В зависимости от числа проходов физико-механические свойства грунта меняются и для принятого грунта их изменение показано на рис. 2. Следует отметить, что если коэффициент объемного смятия грунта и коэффициенты трения с увеличением числа проходов возрастают, то несущая способность грунта практически не меняется.

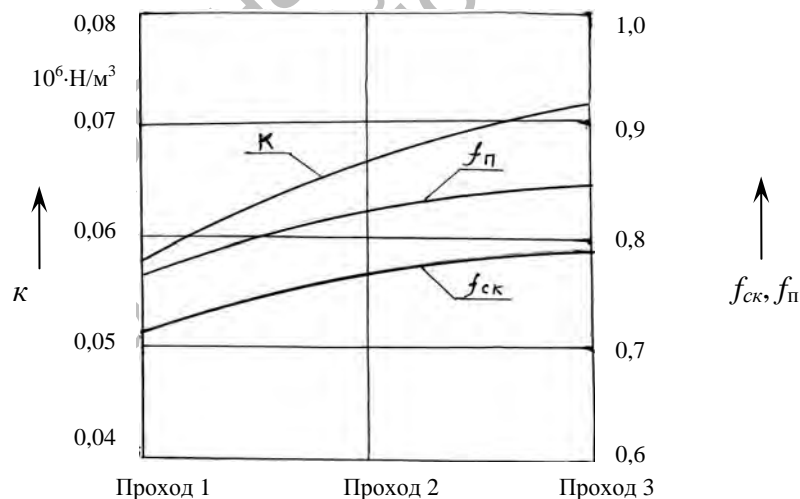


Рис. 2. Зависимость физико-механических свойств грунта от числа проходов колеса

При анализе тягово-сцепных качеств и экономичности рассматриваемых моделей примем, что обе модели в агрегате с сельхозмашинами движутся по горизонтальной поверхности в установившемся режиме.

В качестве критерия эффективности примем тяговый КПД $\eta_{\text{т}}$ трактора:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{т}} &= \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{срп}} = \\ &= \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{г}} (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{\text{срп}}}{F_{\text{к}}} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД, оценивающий потери в трансмиссии; η_r – КПД, оценивающий потери в двигателе; η_δ – КПД, оценивающий потери на буксование; $\eta_{спр}$ – КПД, учитывающий потери на мятие грунта двигателем и образование колеи; $F_{спр}$ – сила сопротивления движению за счет образования колеи, Н; F_k – касательная сила тяги, Н; δ – буксование, доли единицы.

Произведение $\eta_{тр}\eta_r$ оценивает совершенство конструкции трактора, а $\eta_\delta\eta_{спр}$ – тягово-цепные качества.

При анализе примем, что $\eta_{тр}$ схемы 4К4 равен 0,87, а схемы 6К6 равен 0,85.

КПД η_r в обоих случаях примем равным 0,98.

В табл. 1 приведены данные по параметрам обеих моделей.

Размеры шин приведены в табл. 2.

Табл. 1. Параметры тракторов

Модель	Сцепной вес $G_{сп}$, кН	Распределение нагрузки по осям, %		Шина		Номинальное крюковое усилие, кН	Координаты приложения $F_{кр}$, м		База L , м	Колея B , м
		Передняя	Задняя	передняя	задняя		h	l		
4К4	12,0	45	55	540/65R30	580/70R42	50,0	0,5	0,7	3,0	1,9
6К6	12,0	Одинаковое (33 %)		600/65R34		50,0	0,5	0,7	3,0	1,9

Табл. 2. Показатели шин

Шина	D_0 , м	b_0 , м	Радиус, м		Предельная нагрузка, кН		Насыщенность протектора, %	Высота почвозацепа, м
			$r_{ст}$	r_k	$V = 10$ км/ч	$V = 40$ км/ч		
540/65R30	1,485	0,516	0,664	0,703	54,8	32,50	27,0	0,049
580/70R42	1,900	0,517	0,870	0,908	63,75	42,50	24,0	0,050
600/65R34	1,644	0,590	0,740	0,783	51,80	34,50	24,0	0,054

Как видно из формулы (1), тяговый КПД трактора зависит от таких величин, как сила сопротивления движению $F_{спр}$ за счет мятия грунта двигателем и образования колеи, касательной силы тяги F_k и буксования δ .

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 естественной поверхностью грунта опорную поверхность шины реального колеса можно заменить жестким колесом большего

диаметра [2, 4], поскольку она близка к цилиндрической.

Замена диаметра эластичного колеса приведенным диаметром жесткого осуществляется в соответствии со схемой на рис. 3. Длина отрезка АВ для эластичного и эквивалентного ему жесткого колеса определяем как

$$AB = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - (r_0 - h - h_{uu}))^2} = \sqrt{r_{np}^2 - (r_{np} - h)^2};$$

$$r_{np} = \frac{2r_0(h + h_{uu}) - h_{uu}(2h + h_{uu})}{2h}. \quad (2)$$

Это выражение можно значительно упростить, полагая, что

$$\frac{2r_0(h+h_{ш})}{2h} \gg \frac{h_{ш}(2h+h_{ш})}{2h}$$

и последний член можно отбросить ввиду его малости.

Действительно, при реальных параметрах колес ($r_0 = 0,74 \dots 0,95$ м (см. табл. 2) и деформациях шины под нормальной нагрузкой ($h_{ш} = 0,02 \dots 0,03$ м) и глубинах колеи ($0 \leq h \leq 0,1$ м) [4], приняв определенные значения $r_0 = 0,84$ м, $h_{ш} = 0,025$ м и $h = 0,05$ м, можно показать, что ошибка при этом составляет не более 2 %.

Тогда

$$r_{np} = r_0 \left(1 + \frac{h_{ш}}{h} \right). \quad (3)$$

Так как второй член правой части формулы (3) больше нуля и $D_0 > 2h + h_{ш}$, то D_{np} 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.

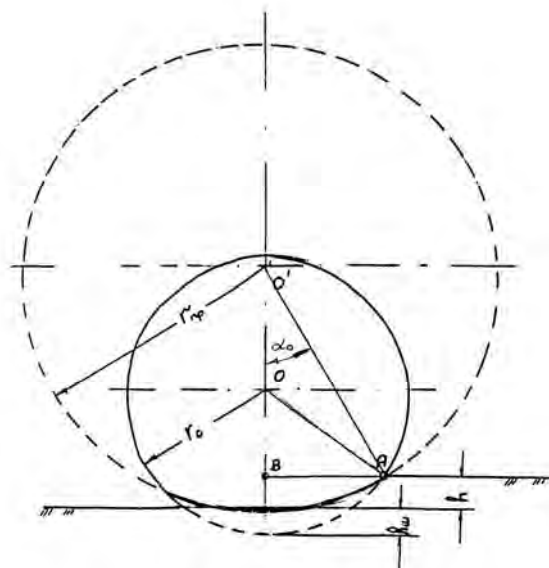


Рис. 3. Замена радиуса эластичного колеса r_0 радиусом жесткого колеса r_{np}

Прогиб шины можно определить из зависимостей, предложенных В. А. Бидерманом [3] или Хейдекем [2]. Обе эти зависимости дают примерные результаты и учитывают параметры шины (диаметр, ширину, давление воздуха в шине, конфигурацию шины, толщину и число слоев корда и т. д.).

Глубина колеи h зависит как от вертикальной нагрузки и параметров шины, так и от показателей физико-механических свойств грунта.

Рассмотрим определение силы $F_{спр}$ на примере движения эластичного ведо-

мого колеса по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности и применим схему процесса взаимодействия, предложенную проф. В. В. Гуськовым [4] (рис. 4), учитывающую замену радиуса эластичного колеса r_0 радиусом жесткого колеса r_{np} .

В соответствии с приведенной схемой элементарные реакции грунта dR направлены перпендикулярно ободу колеса и траекторией является трактри-

$$S = r_{np} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}.$$

В этом случае элементарная реакция грунта на участке обода площадью $dA = br_{np} d\alpha$ равна:

$$dR = \sigma br_{np} d\alpha, \quad (4)$$

где σ – нормальное напряжение, Н/м; r_{np} – приведенный радиус, м; b – ширина колеса, м; α – угол приложения равнодействующей.

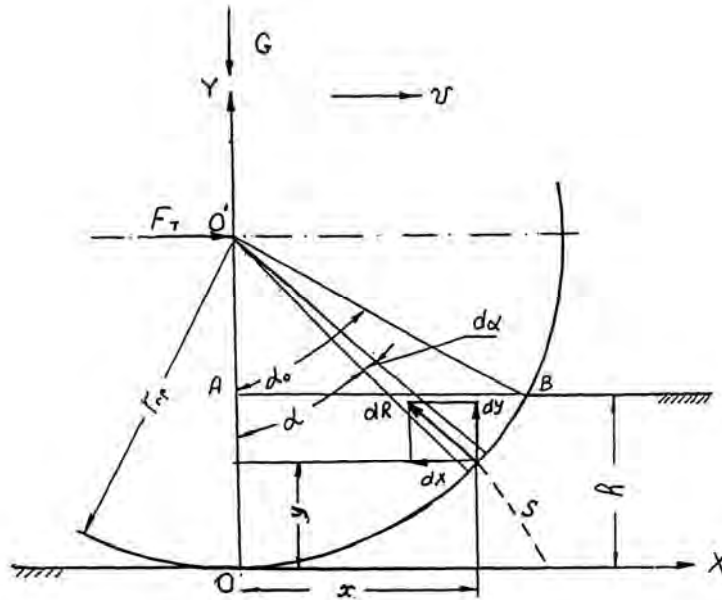


Рис. 4. Схема взаимодействия ведомого колеса с грунтом

Нормальное напряжение определяем по зависимости, предложенной проф. В. В. Кацыгиным [4] для минеральных грунтов:

$$\sigma = \sigma_0 th \frac{k}{\sigma_0} S, \quad (5)$$

где σ_0 – предельная несущая способность грунта, Н/м²; k – коэффициент объемного смятия грунта, Н/м³; S – длина траектории, м.

Как следует из рис. 3, горизонтальная составляющая реакции грунта dR равна dx и, соответственно, равна силе сопротивления движению dF_{cnp} (за счет смятия грунта движителем и образования колеи).

Подставив в уравнение (4) значения соответствующих величин, получим

$$F_{cnp} = \int_0^{\alpha_0} b \sigma_0 r \sin \alpha th \left[\frac{k}{\sigma_0} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right] d\alpha; \quad (6)$$

$$G = \int_0^{\alpha_0} b \sigma_0 \cos \alpha th \left[\frac{k}{\sigma_0} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right] d\alpha. \quad (7)$$

Заменим пределы интегрирования.

Поскольку $\cos \alpha = \frac{r_{np} - h}{r_{np}}$, то, дифференцируя по углу α , получим

$$\sin \alpha d\alpha = \frac{dh}{r_{np}}; \quad d\alpha = \frac{dh}{r_{np} \sin \alpha}. \quad (8)$$

В свою очередь,

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np}}.$$

Подставляя значение α , $\cos \alpha$ и $\sin \alpha$ в уравнения (6) и (7), получим

$$F_{cnp} = \int_0^{h_0} b \sigma_0 t h \left[\frac{k}{\sigma_0} r_{np} \ln \frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right] dh; \quad (9)$$

$$G = \int_0^{h_0} b \sigma_0 r_{np} \frac{r_{np} - h}{\sqrt{r_{np}^2 - 2r_{np}h}} \times th \left[\frac{k}{\sigma_0} r_{np} \ln \frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right] dh. \quad (10)$$

Уравнения (9) и (10) можно значительно упростить, если разложить значения гиперболического тангенса $th \left[\frac{k}{\sigma_0} \ln \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right]$ и натурального логарифма в ряды Тейлора и ограничиться первым членом ряда. Ошибка при этом не превышает 5 % при реальных значениях глубины колеи и силы сопротивления движению.

Также, если учесть, что величина h по сравнению с приведенным радиусом весьма мала, то выражение для $\sin \alpha = \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np}} \approx \sqrt{\frac{2r_{np}}{r_{np}}}$ (для сравнения: при реальных значениях глубины колеи $0 < h < 0,1$ м и значениях приведенного радиуса $1,0 < r_{np} \leq 2,0$ м при $h = 0,04$ м и $r_{np} = 1,5$ м ошибка составляет 0,1 %).

Тогда при принятых допущениях

$$F_{cnp} = \frac{G^2}{2kbr_{np}^2}; \quad (11)$$

$$h = \frac{G^2}{2k^2b^2r_{np}^3}. \quad (12)$$

Решая совместно уравнения (4), (9) и (10), можно определить силу сопротивления движению F_{cnp} , глубину колеи h и приведенный радиус r_{np} .

Результаты расчета силы сопротивления движению для рассматриваемых шин, движущихся по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности (см. физико-механические свойства грунта) с учетом числа проходов, приведены в табл. 3.

Общее сопротивление машины за счет образования колеи равно (см. рис. 1):
– для модели 6К6

$$F_{cnp} = 2F_{cnp1} + 2F_{cnp2} + 2F_{cnp3} = 2 \cdot 1,653 + 2 \cdot 1,437 + 2 \cdot 1,332 = 9,024 \text{ кН};$$

– для модели 4К4

$$F_{cnp} = 2F_{cnp1} + 2F_{cnp2} + 2F_{cnp3} = 2 \cdot 2,756 + 2 \cdot 1,492 + 2 \cdot 1,190 = 9,876 \text{ кН}.$$

Табл. 3. Результаты расчета

Шина	Шаг почвозащепов, м	Глубина колеи h , м	Прогиб шины $h_{ш}$, м	Приведенный радиус r_{np} , м	Движение по ненарушенной поверхности F_{cnp} , кН	Движение после второго прохода F_{cnp} , кН	Движение после третьего прохода F_{cnp} , кН
540/65R30	0,172	0,02	0,051	2,63	2,756	–	–
580/70R42	0,186	0,02	0,026	1,77	1,492	1,190	–
600/65R34	0,184	0,025	0,032	1,88	1,653	1,437	1,332

Таким образом, общее сопротивление машины 6К6 меньше, чем 4К4, на 9 %.

При рассмотрении взаимодействия

эластичного колеса с грунтом примем допущения, аналогичные качению приведенного жесткого ведущего колеса.

При установившемся режиме касательная сила F_k тяги колеса равна сумме тангенци-

альных реакций грунта $\tau_{сд}$, направленных в сторону движения (рис. 5).

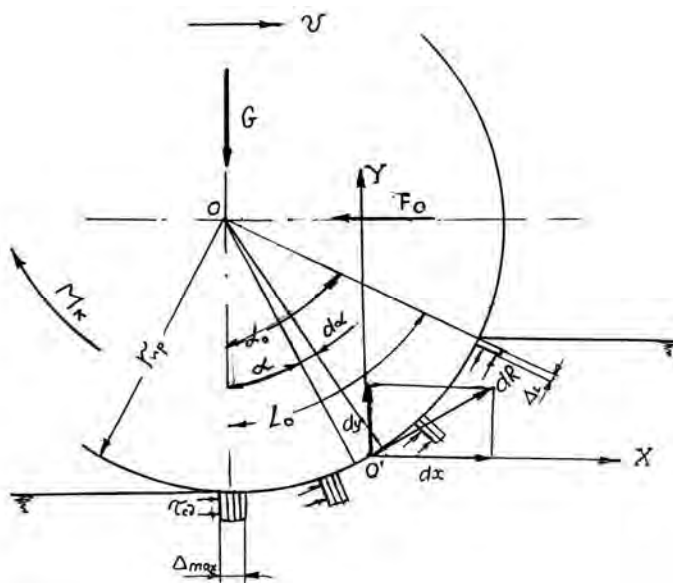


Рис. 5. Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтом

Как известно, эластичное тракторное 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; силы, возникающие при срезе грунтового кирпича боковыми гранями грунтозацепов. На дорогах с твердым покрытием основное значение имеют силы трения. На рыхлых грунтах значение сил сдвига и среза возрастает и во многих случаях является определяющим.

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 имеется пробуксовка колеса.

Теоретически передача ведущего момента обязательно должна сопровож-

даться буксованием, в результате чего ось колеса как бы перемещается на соответствующее расстояние назад. В этом главным образом заключаются физическая сущность буксования ведущих колес на деформируемой поверхности и причина снижения их поступательной скорости.

Из сказанного выше следует, что сцепление опорной поверхности колеса с грунтом происходит за счет 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, находящиеся в зацеплении. Все грунтозацепы сдвигаются и срезают грунт на одинаковую величину Δi , причем первый – сдвигает грунт на Δi , 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 замедления равен: $\Delta_{\max} = n \Delta i$ (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. $\Delta_{\max} = \delta r_{np} \alpha_0$.

Напряжения сдвига $\tau_{сдi}$, возникающие в грунте при воздействии на него грунтозацепами, возрастают и при Δ_{\max} достигают максимума τ_n , 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_r , можно в первом приближении считать не зависящим от деформации.

Таким образом, касательная сила тяги ведущего эластичного колеса, оборудованного грунтозацепами, равна сумме сил трения и реакций сдвига и среза на каждом грунтозацепе.

Имеется несколько формул, отображающих зависимость напряжений сдвига от деформации. Наиболее приемлемой, по нашему мнению, является формула проф. В. В. Кацыгина [4], которая адекватно отображает реальный процесс взаимодействия ведущего колеса с грунтом:

$$\tau_{сд} = f_{ск} P_x \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{\Delta}{K_\tau}} \right) th \frac{\Delta}{K_\tau}, \quad (13)$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения; f_{II} – коэффициент трения покоя; Δ – деформация, м; P_x – давление движителя

на грунт, Н/м²; K_τ – коэффициент деформации, м.

Используем эту зависимость для вывода формулы касательной силы тяги F_k ведущего колеса при сдвиге грунта почвозацепами.

Из рис. 4 имеем, что $dR = \tau_x dA$, где $dA = br_{np} d\alpha$.

Соответственно, $dF_k = dR \cos \alpha$ и $dG = dR \sin \alpha$.

Таким образом,

$$dF_k = br_{np} f_{ск} P_x \cos \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{\Delta x}{K_\tau}} \right) th \frac{\Delta x}{K_\tau} d\alpha; \quad (14)$$

$$dG = br_{np} f_{ск} P_x \sin \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{\Delta x}{K_\tau}} \right) th \frac{\Delta x}{K_\tau} d\alpha. \quad (15)$$

Поскольку $\Delta x = br_{np} \alpha$, то

$$F_k = \int_0^\alpha br_{np} f_{ск} P_x \cos \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau}} \right) th \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau} d\alpha; \quad (16)$$

$$G = \int_0^\alpha br_{np} f_{ск} P_x \sin \alpha \left(1 + \frac{f_{II}}{ch \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau}} \right) th \frac{br_{np} \alpha}{K_\tau} d\alpha. \quad (17)$$

Произведем замену переменных. Поскольку

$$d\alpha = \frac{dh}{r_{np} \sin \alpha}; \quad \cos \alpha = \frac{r_{np} - h}{r_{np}};$$

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{2r_{np} h - h^2}}{r_{np}}; \quad \alpha = \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}},$$

то

$$F_{\kappa} = \int_0^{h_0} br_{np} f_{ck} P_x \frac{r_{np} - h}{\sqrt{2r_{np}h - h^2}} \times \left(1 + \frac{f_{\Pi}}{ch \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}}} \right) \times br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}} \times th \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}} dh; \quad (18)$$

$$G = \int_0^{h_0} br_{np} f_{ck} P_x \times \left(1 + \frac{f_{\Pi}}{ch \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}}} \right) \times br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}} \times th \frac{br_{np} \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}}{K_{\tau}} dh. \quad (19)$$

Решая совместно уравнения (18) и (19), можно определить касательную силу тяги ведущего колеса и глубину колеи.

Как видно из формулы (18), касательная сила тяги эластичного колеса, необходимая для преодоления сил трения, сдвига и среза грунта, зависит от нормальной нагрузки G , действующей на колесо, параметров колеса δ , r , h_{τ} , t , физико-механических свойств грунта f_{ck} , f_{Π} , k_{τ} , k , σ_0 и режима движения (коэффициента буксования δ).

Многочисленными исследованиями установлено, что давление на площади контакта шины с грунтом распределяется неравномерно. Однако в литературе освещаются в основном вопросы, связанные с эпюрами распределения нормального напряжения в грунте под площадью контак-

та. Они позволяют скорее судить о качественных соотношениях распределения давления и не дают количественных закономерностей.

Если принять в первом приближении, что давление p_x распределено равномерно, т. е. $p_x = p_{cp} = G/bL$, то

$$F_{\kappa, \text{с.д}} = \frac{f_{ck} k_{\tau} b p_{cp}}{\delta} \times \left[\ln ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}} - f_n \left(\frac{1}{ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right]. \quad (20)$$

Подставив в формулу (20) $p_{cp} = G/bL$, получим

$$F_{\kappa, \text{с.д}} = \frac{f_{ck} k_{\tau} G}{\delta L} \times \left[\ln ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}} - f_n \left(\frac{1}{ch \frac{\delta r_{np} \alpha_0}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right]. \quad (21)$$

Поскольку $r_{np} \alpha_0 = L_0$ и $L_0 = r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}$ (см. табл. 3 и рис. 3), то

$$F_{\kappa} = \frac{f_{ck} K_{\tau} G}{\delta L_0} \times \left[\ln ch \frac{\delta r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}}{K_{\tau}} - f_n \left(\frac{\delta r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}}{ch \frac{\delta r_{np} \arctg \frac{\sqrt{2r_{np}h - h^2}}{r_{np} - h}}{K_{\tau}}} - 1 \right) \right]. \quad (22)$$

Проанализируем зависимость касательной силы тяги ведущего колеса различной размерности от режима качения колеса. Пусть рассматриваемые колеса (см. табл. 2), как и в предыдущем случае, движутся по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности в установившемся режиме. Результаты расчета приведены на рис. 6.

Из рис. 6 видно, что касательная сила тяги возрастает, пока коэффициент буксования не достигнет определенного

значения, после чего она начинает уменьшаться. Уменьшение касательной силы тяги при большом буксовании объясняется тем, что грунтовые кирпичи срезаются, защемляются между грунтозацепами и вращаются вместе с колесом. Поскольку значения напряжения сдвига при скольжении меньше максимальных (напряжений покоя), следовательно, и касательная сила тяги колеса меньше.

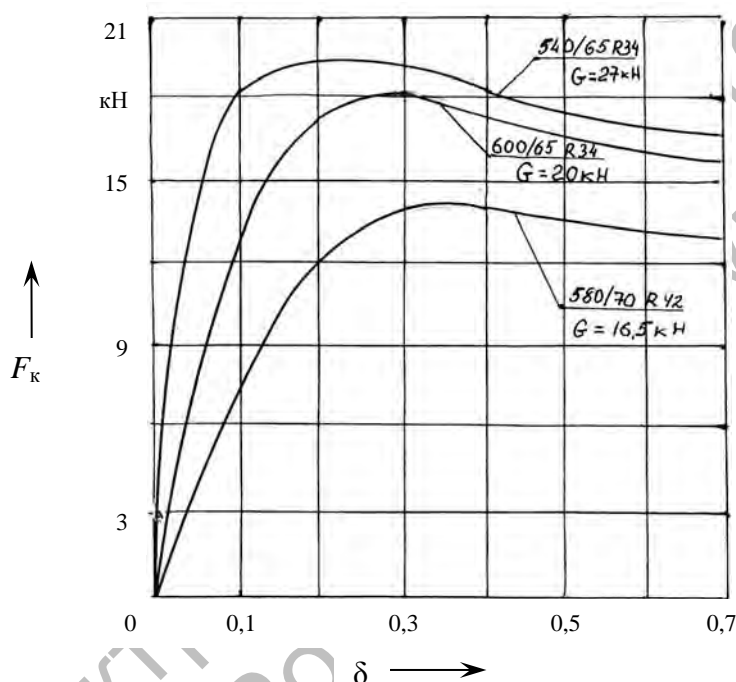


Рис. 6. Зависимость касательной силы тяги от буксования (проход 1)

При этом необходимо уточнить понятие «буксование». Под ним следует понимать взаимодействие движителя трактора с опорной поверхностью, сопровождающееся снижением скорости переносного поступательного движения, изменением касательной силы тяги, обусловленное нестабильностью состояния поверхности и тягового сопротивления агрегируемых машин.

Буксование, при котором развивается максимальная касательная сила тяги, находится в пределах 9...24 %. Это довольно близко к экспериментальным дан-

ными. Интересно отметить, что с увеличением нагрузки на колесо максимальная касательная сила тяги развивается при меньшем буксовании. Отсюда вытекает вывод о том, что чем больше нагрузки на колесо, тем меньшее буксование можно допустить. Следовательно, для более тяжелых тракторов допустимое буксование должно быть меньше, чем для легких (исходя из получения максимальных тягово-сцепных качеств).

На рис. 7 приведены расчеты тягово-сцепных качеств F_k , $F_{кр}$, δ и тягового КПД двух моделей тракторов 4К4 и 6К6.

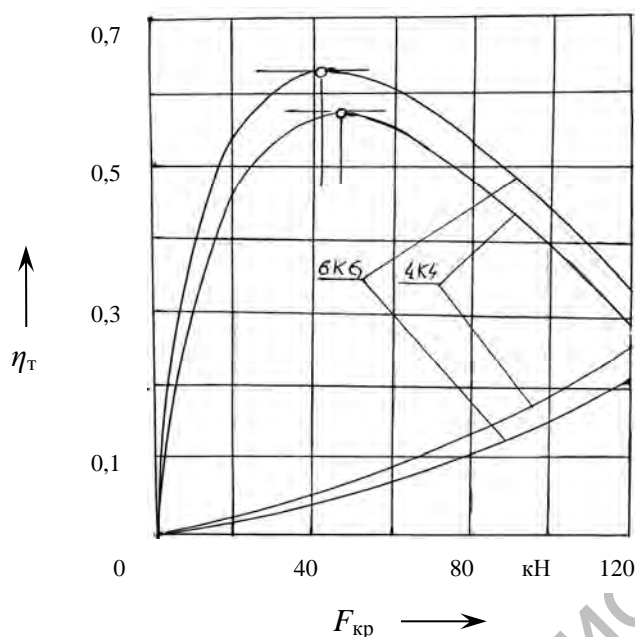


Рис. 7. Тягово-сцепные качества и экономичность моделей 6К6 и 4К4

Из рисунка видно, что модель 6К6 имеет преимущество перед моделью 4К4 как по тягово-сцепным качествам, так и по экономичности δ , η_t .

Заключение

1. Проведенный анализ дает возможность определить тягово-сцепные качества и экономичность различных схем движителей колесных тракторов со всеми ведущими колесами.

2. Тягово-сцепные качества F_k , $F_{кр}$, δ модели 6К6 выше, чем модели 4К4.

Экономичность η_t модели 6К6 также лучше, чем модели 4К4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин, А. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / А. С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Беккер, М. Г. Введение в теорию метенность – машина : пер. с англ. / М. Г. Беккер. – М.: Машиностроение, 1973. – 376 с.
3. Бидерман, В. А. Автомобильные шины (конструкция, расчет и испытания) / В. А. Бидерман, Р. А. Густицер, С. П. Захаров. – М.: Госхимиздат, 1963. – 354 с.
4. Гуськов, В. В. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
5. Покровский, Г. И. Трение и сцепление в грунтах / Г. И. Покровский. – М.: Стройиздат, 1941. – 170 с.

ПО «Минский тракторный завод»
Материал поступил 24.01. 2009

A. V. Guskov
Comparison of roadhold characteristics of 5.0 class wheeled tractors with all drive wheels on 4K4 and 6K6 connection candidate of engineering sciences

On the ground of a modern theory of interaction of a wheeled tractor propeller with soil mathematical dependences have been worked out. They make it possible to estimate roadhold characteristics and economy of the tractor while designing. The article gives comparative calculations of the mentioned characteristics for 4K4 and 6K6 5.0 class wheeled tractors.