

качеств сельскохозяйственных машин связан в первую очередь с исследованием процесса взаимодействия движителя с опорной поверхностью, влиянием его размеров, давления воздуха в шинах и нагрузок на характер распределения давления, сопротивление движению и глубину колеи.

Литература

1. Ким, Ю.А. Повышение эксплуатационных качеств самоходных машин для внесения удобрений путем регулирования давления в шинах колес (на примере МВУ-30): автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / Ю.А. Ким; Белорусский политехнический институт. – Минск, 1986. – 16 с.
2. Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов. Альбом-справочник / А.П. Антонов [и др.]. – М.: Россельхозиздат, 1979. – 240 с.
3. Кравченко, В.И. Некоторые вопросы прогнозирования уплотнения почв машинами. / В.И. Кравченко // Труды Почвенного института им. В.В. Докучаева. Влияние сельскохозяйственной техники на почву. – М., 1981, – С.10-13.
4. Кравченко, В.И. Методы определения степени уплотнения почвы машинами. / В.И. Кравченко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1977. – №5. – С.26 – 28.
5. Кононов, А.М. Исследование реализации тягово-сцепных качеств и агротехнической проходимости колесных тракторов на суглинистых почвах Белоруссии: автореф. дисс. ... докт. техн. наук: / А.М. Кононов; БСХА. – Горки, 1974. – 41 с.
6. Деформация дерново-подзолистой почвы ходовыми системами тракторов и урожаи / А.И. Пупонин [и др.] // Земледелие. – 1981. – №3. – С.22 – 24.
7. Воздействие движителей тракторов на почву и ее плодородие / В.А. Русанов [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – №5. – С.3 – 8.
8. Ляско, М.И. Уплотняющее воздействие сельскохозяйственных тракторов и машин на почву и методы его оценки / М.И. Ляско // Тракторы и сельхозмашины. – 1982. – №10. – С.7 – 11.
9. Шухман, С.Б. Гидрообъемный привод большегрузных полноприводных автомобилей для эксплуатации на грунтах с низкой несущей способностью / С.Б. Шухман, А.В. Лепешкин, Р.Х. Курмаев // Приводная техника. – 2007. – №6. – С.36 – 42.
10. Ксенович, И.П. Проектирование универсально-пропашных тракторов / И.П. Ксенович, А.С. Солонский, С.М. Войчинский. – Минск: Наука и техника, 1980. – 320 с.
11. Кнороз, В.И. Работа автомобильных шин / В.И. Кнороз. – М.: Агропромиздат, 1957. – 191 с.
12. Кункевич, П.А. Изыскание и исследование путей повышения эксплуатационных показателей колесных тракторных агрегатов при использовании их на старопахотных торфяных почвах: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: / П.А. Кункевич. – Минск, – 1972. – 21 с.

УДК 630.377.4:629.038

ОЦЕНКА ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН С КОМБИНИРОВАННЫМ ТИПОМ ДВИЖИТЕЛЯ

Гороновский А.Р., Пищов С.Н., Асмоловский М.К. (БГТУ)

Представлены результаты теоретических исследований влияния конструкции и параметров шасси погрузочно-транспортных машин БКБ на тягово-сцепные свойства при эксплуатации в различных почвенно-грунтовых условиях

Введение

Современное лесозаготовительное производство Республики Беларусь направлено на комплексное использование древесных ресурсов, более 30 % которых относится к труднодоступному лесосечному фонду, расположенного на переувлажненной и заболоченной местности с низкой несущей способностью почвогрунтов [1]. Для заготовки древесины на данных лесосеках требуется наличие техники, обладающей высокими тягово-сцепными свойствами и проходимостью. В последнее время машиностроительные предприятия Республики Беларусь практически отошли от направления выпуска лесозаготовительной техники на базе сельскохозяйственных машин, которые не в полной мере соответствуют требованиям эксплуатации в лесных условиях. Значительное внимание уделено созданию машин на базе специализированных шарнирно-сочлененных лесных шасси 6К6 и 8К8 с гидромеханическими и гидростатическими передачами в составе трансмиссии.

Важнейшим вопросом при проектировании новых и совершенствовании существующих лесных машин является повышение их производительности, надежности и экологической совместимости при эксплуатации в различных природно-производственных условиях. Значительное влияние на производительность машин оказывают их тягово-сцепные свойства, улучшения которых возможно достигнуть за счет применения перспективных технических решений, направленных на создание движителей оригинальной конструкции, более совершенных конструктивных схем трансмиссии и ходовой части.

Характеристика лесозаготовительного производства Республики Беларусь

Лесосечный фонд Республики Беларусь по почвенно-грунтовым условиям подразделяется на 4 типа местности согласно СТБ 1342–2002 «Устойчивое лесопользование и лесопользование. Машины для рубок леса. Общие технические требования». Основными показателями, по которым определяется тип местности, являются несущая способность и модуль деформации почвогрунта (таблица 1).

Таблица 1. Показатели почвогрунтов различных типов местности согласно СТБ 1342–2002

Тип почвогрунтов	Тип			
	1-й песчаные и супесчаные нормального увлажнения	2-й песчаные и супесчаные повышенного увлажнения	3-й суглинистые и глинистые	4-й минеральные глеевые и оторфованные
Эдафотоп	A1; A2; B2; C2	A3; B3; C3	C2; C3; D2; D3	A4; A5; B4; B5; C4; C5
Площадь, %	44,0	26,5	9,1	20,4
Несущая способность, МПа	0,12	0,09	0,05	<0,05
Модуль деформации, МПа	11	8,2	6,3	<6,3

К труднодоступному лесосечному фонду относятся лесосеки, которые находятся на почвогрунтах 3-го и 4-го типов местности. Эффективное освоение данного лесосечного фонда требует использования лесозаготовительной техники с высокими тягово-сцепными свойствами и показателями проходимости при эксплуатации на почвогрунтах с низкой несущей способностью.

Ранее для освоения заболоченных лесосек применялись, в основном, трелевочные тракторы с канатно-чокерным технологическим оборудованием на гусеничном ходу. В связи с ужесточением экологических требований, предъявляемых к эксплуатации гусеничной техники, ее число на лесозаготовительных предприятиях Республики Беларусь значительно сокращается и составляет менее 5% от общего списочного числа лесных машин.

Перспективным способом для успешного освоения труднодоступных лесосек является применение лесных машин 6К6 и 8К8 с движителями в виде балансирных тележек, на колеса которых монтируются легкоъемные гусеницы и цепи противоскольжения. Одним из преимуществ применения гусениц и цепей противоскольжения является то, что одна и та же машина, в зависимости от условий эксплуатации, может работать как с колесным, так и с колесно-гусеничным (комбинированным) типами движителя. Это позволяет практически исключить из парка лесозаготовительных машин гусеничную технику.

Для решения вопроса по определению границ природно-производственных и почвенно-грунтовых условий, когда необходимо применять легкоъемные гусеницы, а где эксплуатировать технику в колесном варианте, проведен комплекс исследований, в результате которых решены вопросы обоснования параметров трансмиссии и ходовой части лесозаготовительной техники для успешной эксплуатации в разнообразных условиях нашей страны.

Математическая модель движения форвардера 6К6

Для оценки тягово-сцепных свойств погрузочно-транспортной машины 6К6 с различными вариантами конструкции трансмиссии и ходовой части разработана математическая модель, которая включает расчетную схему (рисунок 1) и ряд зависимостей, описывающих процесс взаимодействия машины с опорной поверхностью.

Разработанная математическая модель погрузочно-транспортной машины 6К6 учитывает: конструкцию колесного и комбинированного движителя балансирной тележки технологического модуля; физико-механические свойства почвогрунтов опорной поверхности, по которым определяется тип местности согласно СТБ 1342–2002; параметры двигателя внутреннего сгорания, как источника заданной мощности; характер распределения касательных сил тяги между ведущими мостами машины 6К6 оснащенной механической трансмиссией блокированного или дифференциального типов; параметры гидромеханической трансмиссии, определяемые с помощью безразмерной характеристики гидротрансформатора.

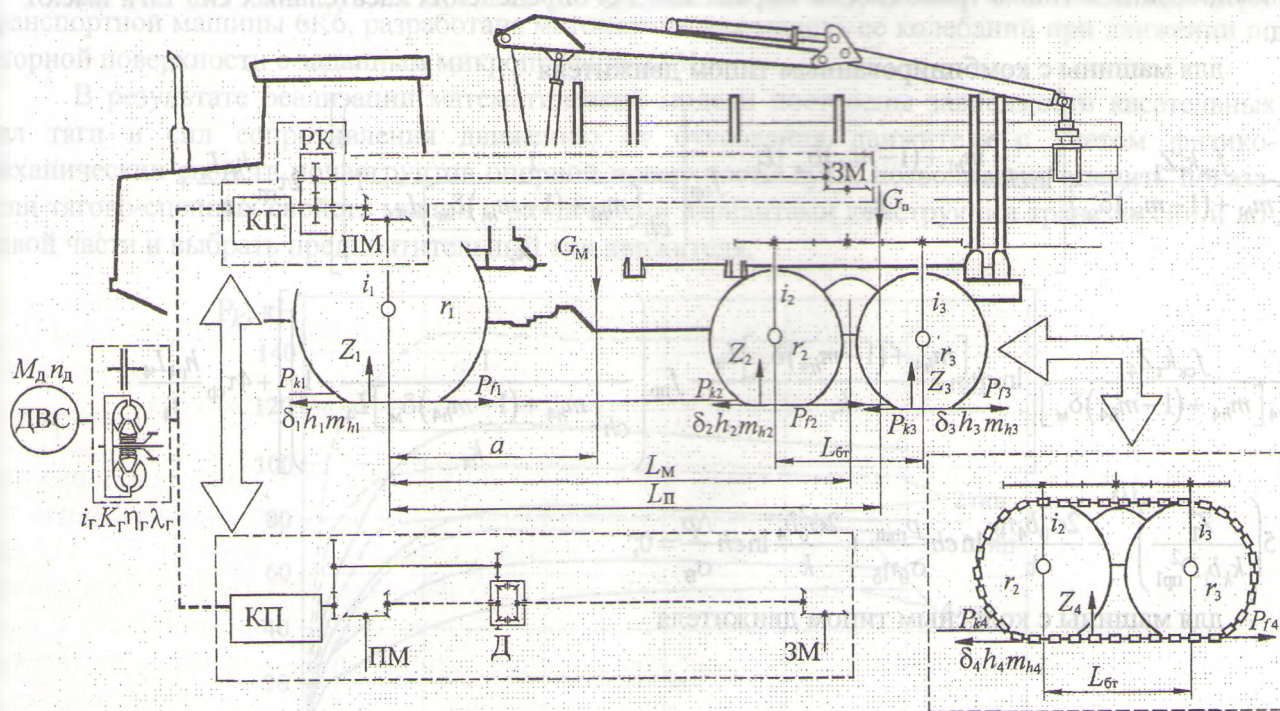


Рисунок 1. Расчетная схема погрузочно-транспортной машины 6К6 с колесным и комбинированным типами движителя и различными вариантами конструкции трансмиссии

На расчетной схеме приняты следующие обозначения: ДВС – двигатель внутреннего сгорания; КП – коробка передач; РК – раздаточная коробка блокированного типа; Д – межосевой дифференциал; ПМ, ЗМ – передний и задний мосты соответственно; M_d , n_d – крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя; i_r – передаточное отношение гидротрансформатора; K_r – коэффициент трансформации; η_r – коэффициент полезного действия гидротрансформатора; λ_r – коэффициент момента гидротрансформатора; i_1, i_2, i_3 – передаточные числа приводов переднего и заднего мостов; r_1, r_2, r_3 – радиусы качения колес машины; Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 – опорные реакции движителей форвардера; $P_{k1}, P_{k2}, P_{k3}, P_{k4}$ – касательные силы тяги, развиваемые движителями машины; $P_{f1}, P_{f2}, P_{f3}, P_{f4}$ – силы сопротивления движению движителей; h_1, h_2, h_3, h_4 – глубина колеи, образуемая под движителями; $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ – буксование движителей; $m_{h1}, m_{h2}, m_{h3}, m_{h4}$ – коэффициенты кинематического несоответствия; L_m – продольная база машины; L_n – расстояние от оси колес переднего модуля до центра масс пачки сортиментов; $L_{6т}$ – расстояние между осями колес балансирной тележки; a – расстояние от оси колес энергетического модуля до центра масс машины; G_m, G_n – вес машины и транспортируемой пачки сортиментов соответственно.

Возможность движения машины определяется уравнением тягового баланса, которое имеет вид:

$$\sum_{i=1}^n P_{ki} \geq \sum_{i=1}^n P_{fi},$$

где P_{ki} – касательная сила тяги, развиваемая i -тым ведущим движителем, Н;
 P_{fi} – сила сопротивления движению i -того движителя, Н;
 n – число движителей.

Для определения сил сопротивления движению и касательных сил тяги погрузочно-транспортной машины с колесным и комбинированным типами движителя применены зависимости, предложенные профессором Гуськовым В.В. [2]. Для погрузочно-транспортной машины с блокированным типом трансмиссии выражения для определения касательных сил тяги имеют вид:

для машины с комбинированным типом движителя

$$\begin{aligned} & \frac{f_{ck} k_{\tau} Z_1}{L_1 [m_{h1} + (1 - m_{h1}) \delta_m]} \left[\ln ch \frac{[m_{h1} + (1 - m_{h1}) \delta_m] L_1}{k_{\tau}} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{[m_{h1} + (1 - m_{h1}) \delta_m] L_1}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 2 \tau_{cp} \frac{h_{r1} L_1}{t_1} + \\ & + \frac{f_{ck} k_{\tau} Z_4}{L_4 [m_{h4} + (1 - m_{h4}) \delta_m]} \left[\ln ch \frac{[m_{h4} + (1 - m_{h4}) \delta_m] L_4}{k_{\tau}} - f_{np} \left(\frac{1}{ch \frac{[m_{h4} + (1 - m_{h4}) \delta_m] L_4}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 4 \tau_{cp} \frac{h_{r4} L_4}{t_4} - \\ & - 0,5 \left(\frac{Z_1^4}{k_k b_1 D_{np1}^2} \right)^{1/3} - \frac{2 \sigma_0^2 b_4 \eta_{\delta}}{k} \ln ch \frac{p_{min}}{\sigma_0 \eta_{\delta}} + \frac{2 \sigma_0^2 b_4}{k} \ln ch \frac{\Delta p}{\sigma_0} = 0; \end{aligned}$$

для машины с колесным типом движителя

$$\sum_{i=1}^3 \left\{ \frac{f_{ск} k_{\tau} Z_i}{L_i [m_{hi} + (1 - m_{hi}) \delta_m]} \left[\ln ch \frac{[m_{hi} + (1 - m_{hi}) \delta_m] L_i}{k_{\tau}} - f_{пр} \left(\frac{1}{ch \frac{[m_{hi} + (1 - m_{hi}) \delta_m] L_i}{k_{\tau}}} - 1 \right) + 2 \tau_{ср} \frac{h_{Ti} L_i}{t_i} \right] - 0,5 \sum_{i=1}^3 \left[\left(\frac{Z_i^4}{k_k b_i D_{прi}^2} \right)^{1/3} \right] \right\} = 0.$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения;
 $f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения;
 k_{τ} – коэффициент деформации почвогрунта;
 L_1, L_2, L_3, L_4 – длина площади контакта i -того движителя с опорной поверхностью;
 $h_{r1}, h_{r2}, h_{r3}, h_{r4}$ – высота грунтозацепов;
 t_1, t_2, t_3, t_4 – расстояние между грунтозацепами;
 $\tau_{ср}$ – напряжение среза грунта;
 δ_m – коэффициент буксования машины;
 k_k – приведенный коэффициент смятия грунта;
 b_1, b_2, b_3, b_4 – ширина движителей;
 $D_{пр1}, D_{пр2}, D_{пр3}$ – приведенный диаметр жестких колес, эквивалентных эластичным;
 $\bar{\sigma}$ – напряжение смятия почвогрунта;
 η_{δ} – КПД буксования;
 p_{min} – давление на грунт от движителя комбинированного типа;
 Δp – разность давлений под передним и задним колесами балансирной тележки.

Решение представленных уравнений производится методом итераций относительно δ_m .

Для учета динамических реакций, влияющих на тягово-сцепные свойства погрузочно-транспортной машины 6К6, разработана математическая модель ее колебаний при движении по опорной поверхности с заданным микропрофилем [3].

В результате реализации математической модели построены зависимости касательных сил тяги и сил сопротивления движению от буксования движителя с учетом физико-механических свойств почвогрунтов опорной поверхности пути, позволившие оценить показатели тягово-сцепных свойств машин с различными вариантами конструкции трансмиссии и ходовой части и выбрать предпочтительный тип движителя.

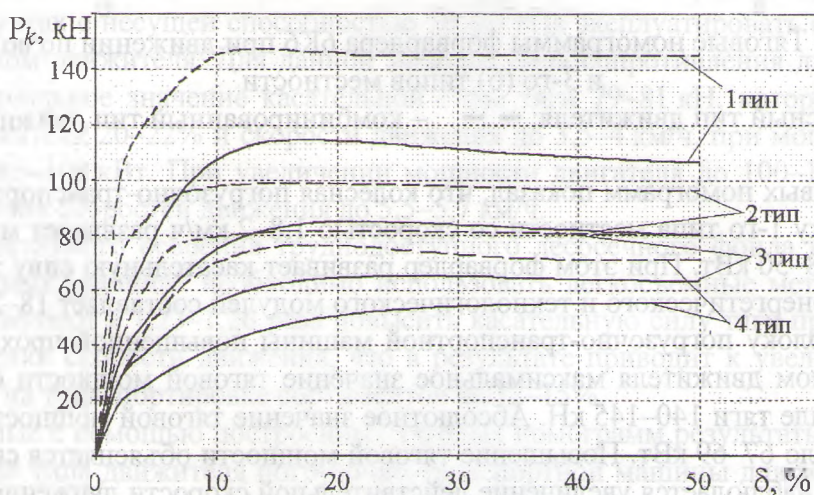


Рисунок 2. Зависимости касательных сил тяги погрузочно-транспортной машины от буксования движителя на почвогрунтах с различной несущей способностью

— — — — — колесный тип движителя; — — — — — комбинированный тип движителя

Для определения режимов движения машины, которые обусловлены буксованием колесного и комбинированного движителей при движении по волокам с различной несущей способностью построены тяговые номограммы (рисунок 2).

В верхнем квадранте номограмм расположены тяговые характеристики сравниваемых машин, представляющие собой зависимости действительной скорости v , буксования δ , тяговой мощности N_t , потребной мощности двигателя N_d от касательной силы тяги. Данные показатели наиболее полно характеризуют тягово-сцепные свойства погрузочно-транспортной машины на волоках с различными значениями несущей способности, позволяют определить касательные силы тяги и соответствующие им буксования движителя, при которых наблюдается наиболее полное использование мощности установленного двигателя N_e . В нижнем квадранте приведены зависимости коэффициента загрузки двигателя по мощности β_1 и часового расхода топлива R_t от развиваемой касательной силы тяги. Для удобства применения номограммы на ней нанесены силы сопротивления движению машин с колесным и комбинированным типами движителя.

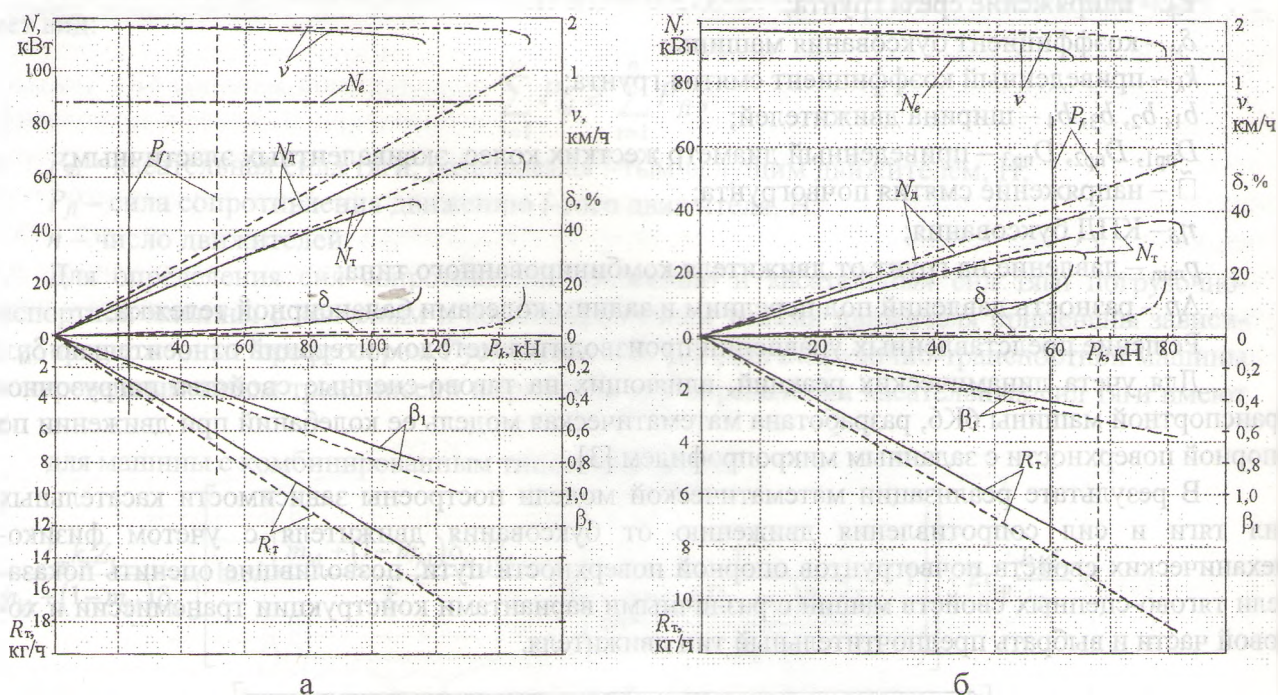


Рисунок 3. Тяговые номограммы форвардера 6К6 при движении по волокам 1-го (а) и 3-го (б) типов местности

— — — — колесный тип движителя; — — — — комбинированный тип движителя

Анализ тяговых номограмм показал, что колесная погрузочно-транспортная машина при движении по волоку 1-го типа местности со скоростью 1,8–2 км/ч развивает максимальную тяговую мощность 48–50 кВт. При этом форвардер развивает касательную силу тяги 112–115 кН. Буксование колес энергетического и технологического модулей составляет 18–20%. При движении по данному волоку погрузочно-транспортной машины повышенной проходимости с комбинированным типом движителя максимальное значение тяговой мощности было достигнуто при касательной силе тяги 140–145 кН. Абсолютное значение тяговой мощности увеличилось в 1,38 раза и составило 67–69 кВт. Повышение тяговой мощности объясняется снижением буксования, за счет чего наблюдается увеличение действительной скорости движения. Но, вследствие ограниченной мощности устанавливаемых на отечественных лесных машинах двигателей, которая находится в пределах 85–100 кВт, техника с гусеницами на колесах балансирной тележки на почвогрунтах 1-го типа местности способна развить тяговые усилия до 125–130 кН. Для раз-

вития больших касательных сил тяги необходимо двигаться с меньшими скоростями или повысить мощность устанавливаемого двигателя.

Согласно теоретическим исследованиям силы сопротивления движению на волоке 1-го типа местности составили, соответственно, для колесной погрузочно-транспортной машины 24–25 кН, для форвардера с гусеницами на колесах тележки – 47–51 кН. Следовательно – полезная касательная сила тяги, определяемая как разность максимальной касательной силы тяги и силы сопротивления движению, для колесной машины составила 85–90 кН, для колесно-гусеничной – 76–81 кН. При преодолении сил сопротивления движению буксование движителя колесного форвардера составляет 2–3%, погрузочно-транспортной машины с гусеницами 3–5%, скорости движения при этом составляют 1,84 км/ч. При этом коэффициент использования двигателя по мощности β_1 составляет: для колесной машины – 0,18–0,22, для форвардера с комбинированным типом движителя – 0,39–0,44. Часовой расход топлива во время движения по волокам 1-го типа местности для машин с колесным и комбинированным типами движителя при преодолении сил сопротивления движению находится в пределах 3–3,8 и 7,1–7,5 кг/ч, соответственно.

Полученные с помощью разработанных номограмм результаты позволяют рекомендовать для освоения лесосечного фонда расположенного на почвогрунтах с несущей способностью 80–120 кПа (1-й и 2-й типы местности) погрузочно-транспортные машины с колесным типом движителя.

С ухудшением почвенно-грунтовых условий эксплуатации наблюдается снижение тяговой мощности для машин с колесным и комбинированным типами движителя, которое обусловлено падением рабочих скоростей движения по причине повышения буксования. При движении по волоку 3-го типа местности колесная погрузочно-транспортная машина развивает касательную силу тяги 64–67 кН. Буксование в данном случае находится в пределах 24–26%, максимальная скорость движения колесной машины достигает 4–4,5 км/ч, при этом величина тяговой мощности находится в пределах 61–64 кВт. Дальнейшее повышение скорости движения невозможно из-за высокой силы сопротивления движению, значения которой достигают 58–61 кН. Для преодоления силы сопротивления движению колесный форвардер двигается с буксованием 12–14%, а машина с гусеницами на колесах балансирной тележки – 5–7%. Свободная касательная сила тяги для колесного форвардера при движении по волоку 3-го типа местности составила 6–9 кН, у машины с комбинированным типом движителя данный показатель находится в пределах 15–17 кН. При эксплуатации колесного форвардера на почвогрунтах 3-го типа местности коэффициент загрузки двигателя по мощности достигает значений 0,8–0,9, что приводит к повышению часового расхода топлива до 8–9 кг/ч.

Проведенные исследования показали, что эффективнее, в сравнении с колесной машиной, на почвогрунтах с несущей способностью 50–80 кПа эксплуатировать форвардер с комбинированным типом движителя. Для данной машины сила сопротивления движению составила 65–67 кН, максимальное значение касательной силы тяги 79–81 кН, которое достигается при буксовании движителя 20–22% и скорости движения до 3,5–4 км/ч, при мощности установленного двигателя 85–100 кВт. При увеличении мощности двигателя до 100–120 кВт достигается повышение рабочих скоростей движения до 5,5–5,7 км/ч.

Для эффективного освоения труднодоступного лесосечного фонда на колесных погрузочно-транспортных машинах необходимо использовать легкоъемные металлические гусеницы, которые позволяют в 1,23–1,26 раза повысить касательную силу тяги при снижении буксования и повышении скорости движения, что в результате приводит к увеличению производительности работ на транспортировке сортиментов на 12–15%.

Полученные с помощью построенных тяговых номограмм результаты позволяют выполнить обоснование типа движителя погрузочно-транспортной машины для эффективного освоения лесосечного фонда на почвогрунтах с различными физико-механическими свойствами и установить максимальные рабочие скорости, ограниченные мощностью установленного двигателя.

Литература

1. Жуков, А.В. Теория лесных машин: учеб. пособие / А.В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
2. Тракторы: Теория: учеб. / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Пищов, С.Н. Математическая модель колебаний форвардера 6К6 повышенной проходимости / С.Н. Пищов // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообработ. пром-сть. – 2007. – Вып. XV. – С. 52–55.

УДК 631.311

О ПРОБЛЕМЕ УПЛОТНЕНИЯ ПОЧВЫ ДВИЖИТЕЛЯМИ СОВРЕМЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Мащенский А.А., Мащенский Ю.А., Бобровник А.И. (БГАТУ).

С ростом энерговооруженности сельского хозяйства значительно возросла интенсивность обработки почвы сельскохозяйственными машинами, что привело к изменению агрофизических свойств и переуплотнению почвы под воздействием тракторных движителей и как результат к снижению ее плодородия.

Введение

По данным П. Заева, А. Бордовского и И. Панченко [1] при современной технологии раздельной предпосевной подготовки почвы и посева сельскохозяйственных культур ходовой частью тракторов уплотняется 70% полезной площади поля, в том числе за один проход – 30%, за два – 20, за три – 15 и около 5% за четыре и более проходов по одному и тому же месту.

Исследования, проведенные в Белорусском научно-исследовательском институте земледелия показали, что плотность почвы в слоях 0...10 и 10...20 см после пятикратного прохождения трактора тягового класса 1,4 по одному месту увеличивается соответственно с 1,23 и 1,36 г/см³ до 1,38 и 1,50 г/см³.

Замечено, что «нормальную» плотность в посевной период можно создать только в слое 0...10 см, а в слое 10...20 см и ниже почва остается сильно переуплотненной [2].

Расчеты показывают, что при современной традиционной технологии возделывания зерновых культур на полях площадью до 50 га движителями тракторов и сельскохозяйственных машин уплотняется до 80% площади поля, при этом отдельные его участки подвергаются 9-кратному возделыванию [3].

Данные свидетельствуют о всевозрастающем отрицательном воздействии ходовых систем тракторов на почву. Наиболее сильное уплотнение почвы происходит с увеличением числа проходов тракторов по полю в весенний период. Плотные и сухие почвы характеризуются повышенной твердостью. При обработке такие почвы распадаются на большие глыбы (рис. 1) [4]. При 5-кратных проходах движителей по полю плотность увеличивается в 1,74 раза, а глыбистость – в 2,4 раза.

Многократное прохождение тракторов по полю вызывает неравномерное уплотнение почвы, что ведет к снижению всхожести семян и неравномерности густоты стеблестоя, а, следовательно, и к неравномерности созревания культурных растений. Особенно резко ухудшается структура средних и тяжелых по механическому составу почв в местах, где несколько раз по одному и тому же месту прошли колеса (гусеницы) тракторов и сильно спрессовали почву. При дальнейшей обработке они превращаются в плотные глыбы, которые даже при оптималь-