

МЕХАΝІЗАЦЫЯ І ЭНЕРГЕТЫКА

УДК 629.114.2.032.073

Г. С. ГОРИН

РАСЧЕТ ОБЩЕЙ И ТЯГОВОЙ ДИНАМИКИ ПОДРЕССОРЕННОГО ТРАКТОРА

Белорусский государственный аграрный технический университет

(Поступила в редакцию 13.06.2007)

Использование гусеничных сельскохозяйственных тракторов. В Республике Беларусь традиционно гусеничные тракторы применяют на обработке тяжелых переувлажненных глинистых почв и почв, расположенных на холмах (Витебская область); торфяно-болотистых почв, имеющих во всех областях республики.

Основными недостатками гусеничных тракторов по сравнению с колесными являются меньшая долговечность ходовой системы; невозможность использовать на асфальтированных дорогах, а следовательно, меньшая универсальность из-за повреждения дорожной поверхности почвозацепами; более низкие транспортные скорости из-за вибрационных и ударных нагрузок, создаваемых звенчатой гусеницей.

Технологический прорыв в области создания резиновтросовой гусеницы, достигнутый Западом, позволил устранить названные органические недостатки и резко расширить область применения гусеничных тракторов на транспорте и почвообработке.

Отмечаются следующие преимущества трактора с резиновтросовым гусеничным двигателем по сравнению с колесным: меньшее буксование δ_N при $N_{кр\max}$ – у колесного $\delta_N = 0,15$, у гусеничного $\delta_N = 0,05$; расход топлива тоже на 15% меньше; стоимость гусеницы примерно равна или даже меньше стоимости пневматических колес. Срок службы гусеницы в 1,5–2,0 раза больше, чем у пневматических колес, она может дополнительно эксплуатироваться два-три сезона; меньшее уплотнение почвы.

Отличительные особенности созданного ОКБ МТЗ гусеничного трактора «Беларус-1802/2102»: индивидуальная пятикатковая подвеска, благодаря которой достигнута высокая транспортная и рабочая скорость;

применение резиновтросовой гусеницы позволило увеличить срок ее службы, улучшить условия труда водителя, снизить вибрационные и динамические нагрузки на ходовую систему и трансмиссию;

рулевое управление включает рулевое колесо, гидравлические насосы и моторы, последние подводят мощность к управляемому дифференциалу, который изменяет скорость каждой гусеницы, благодаря этому достигается легкость управления;

использование трехточечного навесного устройства «Бош», унифицированного с навеской трактора «Беларусь-1522».

Рассмотрим теорию тяги мелкозвенчатой с резинометаллическим шарниром или резиновтросовой гусеницы.

Характеристики сдвига почвы. Расчетная схема деформаций почвы $\Delta_{Пi}$ и гусеницы $\Delta_{Гi}$ приведена на рис. 1.

Для плотных грунтов типа суглинок напряжение сдвига τ вначале растет пропорционально смещению звена гусеницы Δ . Максимальное на-

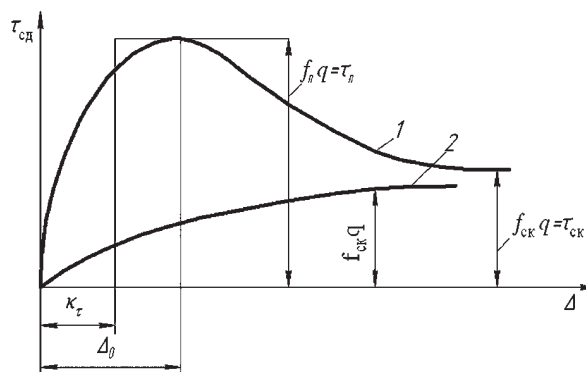


Рис. 1. Характеристики сдвига почв: 1 – связанные, 2 – несвязанные

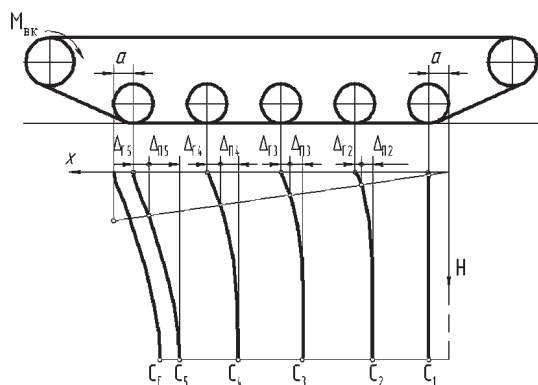


Рис. 2. Схема деформаций гусеницы $\Delta_{Гi}$ и почвы $\Delta_{Пi}$

Значения $f_{ск}$ находятся в следующих пределах: на слежавшейся пахоте – 0,69–0,70; на стерне зерновых, целине – 0,76–0,79.

Из экспериментальных данных следует, что отношение $\lambda = f_{П}/f_{ск}$ изменяется в пределах 1,16–2,0, причем λ увеличивается с уменьшением q .

Цель данной работы – объяснить, почему большие значения коэффициента трения в контакте гусеницы с почвой обычно реализовать не удается (расчеты проведены на примере трактора с резинометаллической гусеницей и неравномерной эпюрой давлений).

Зависимость между напряжением и деформацией сдвига для связанных почвогрунтов будем находить по формуле В. В. Кацыгина

$$\tau = f_{ск} q \left(1 + \frac{f_{пр}}{ch \frac{\Delta_{П}}{K_{\tau}}} \right) th \frac{\Delta_{П}}{K_{\tau}}, \quad (1)$$

где

$$f_{пр} = 2,55 \left(\frac{f_{П} - f_{ск}}{f_{ск}} \right)^{0,825}, \quad (2)$$

$$K_{\tau} = \frac{\Delta_0}{\text{arch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{пр}^2}}{2f_{пр}} \right)}. \quad (3)$$

Если характеристика сдвиговой деформации почвы не имеет явно выраженного максимума, K'_{τ} определяют из графика $\tau = f(\Delta)$ по формуле

$$K'_{\tau} = 0,4t_{зв}$$

($t_{зв}$ – шаг звена гусеницы).

Обычно расчетные значения K'_{τ} несколько меньше, чем K_{τ} , и соответствуют деформации $\Delta_{П} \approx 0,85\Delta_0$.

Сдвиг почвы гусеницей вызывает буксование:

$$\delta_{П} = \frac{\Delta_{П}}{l_{15} - 2a}.$$

Для связных грунтов зависимость $\tau = f(\Delta)$ будем задавать в следующем виде:

$$\tau = f_{ск} q \left(1 + \frac{f_{пр}}{1 + ch \frac{\delta_{П}(l_{15} + 2a)}{K_{\tau}}} \right) \left(1 - e^{-\frac{\delta_{П}(l_{15} + 2a)}{K_{\tau}}} \right),$$

для несвязанных

$$\tau = f_{\text{ск}} q \left(1 - e^{-\frac{\delta_{\text{П}}(l_{15}+2a)}{K\tau}} \right).$$

Обозначим выражение

$$(l_{15} + 2a)/K\tau = \beta_{\text{П}}.$$

Обычно у гусеничных тракторов $\beta_{\text{П}} = 12-15$.

По аналогии с колесным трактором будем анализировать коэффициенты использования сцепного веса $\varphi = P_{\text{к}j}/G_j$ для каждого j -го катка:

$$\varphi_j = \frac{\tau_j}{q_j}.$$

Выражения (1) и (2) перепишем в следующем виде:

для связанных почв ($f_{\text{пр}} \neq 0$)

$$\varphi_j = f_{\text{ск}} \left(1 + \frac{f_{\text{пр}}}{1 + ch\beta_{\text{П}}\delta_{\text{П}}} \right) (1 - e^{-\beta_{\text{П}}\delta_{\text{П}}}),$$

для несвязанных почв ($f_{\text{пр}} = 0$)

$$\varphi_j = f_{\text{ск}} (1 - e^{-\beta_{\text{П}}\delta_{\text{П}}}),$$

где $f_{\text{ск}} = \varphi_{\text{max}}$ – максимальное значение коэффициента использования сцепного веса под j -м катком.

Характеристики резиновых гусениц. Продольную деформацию резиновой гусеницы будем находить, используя закон Гука:

$$\Delta_{\Gamma} = \frac{TL}{EF}, \quad (4)$$

где F – площадь поперечного сечения гусеницы, bh ; T – окружное усилие ведущего колеса; L – длина опорного и ведущего участков гусеницы; E – модуль упругости материала гусеницы.

Если толщина гусеницы 0,05 м и ширина 0,26 м, получим площадь сечения гусеницы $F = 1,3 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$. Для резины $E = 2 \cdot 10^2 \text{ кН/см}^2$. Для металла $E = 2 \cdot 10^4 \text{ кН/см}^2$.

Применяемая на тракторе «Беларус-1802/2102» резиновая гусеница армирована проходящими внутри 32 тросами диаметром 3,2 мм. Удлинение последних рассчитаем по формуле

$$\Delta_{\Gamma} = \frac{TL}{32E \frac{\pi d^2}{4}},$$

где $L = L_0 + L_p$ – длина опорного и рабочего участков гусеницы, $L_0 = l_{15} + 2a = 2,3 + 0,49 = 2,79 \text{ м}$, l_p – длина рабочего участка гусеницы, 0,5 м.

Обычно длину опорного участка гусеницы рассчитывают исходя из расстояния между осями крайних опорных катков l_{15} и длины $2a$ активно-опорного участка одного катка.

Если $L_0 + L_p = 3,29 \text{ м}$, $T = 25,0 \text{ кН}$ окружное усилие в рабочей ветви, то

$$\Delta_{\Gamma} = \frac{25 \cdot 3,29}{8 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 3,14 \cdot 3,2^2 \cdot 10^{-6}} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Коэффициент продольной жесткости гусеницы

$$C_{\text{пр}} = \frac{T}{F_{\text{к}} \Delta_{\Gamma}} \text{ кН/см}^3,$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь контакта гусеницы с почвой, Lb .

$$\text{Для резиновой гусеницы } C_{\text{пр}} = \frac{2,5}{2,79 \cdot 0,26 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}} = 2,15 \cdot 10^2 \text{ кН/см}^3.$$

Буксование гусеничного движителя вычислим по формуле

$$\delta = \frac{\Delta_{\Gamma} + \Delta_{\Pi}}{L}.$$

В соответствии с ГОСТ 7057–86, для гусеничного трактора номинальное буксование $\delta_{\max} = 0,05$, максимальное значение буксования $\delta_{\max} = 0,15$. Если $L_0 = 279$ см, то $(\Delta_{\Gamma} + \Delta_{\Pi})_H = 13,95$ см, $(\Delta_{\Gamma} + \Delta_{\Pi})_{\max} = 41,85$ см.

У резиноотросовой гусеницы составляющая, вызванная деформацией последней, равна $K_{\Gamma} = \frac{\Delta_{\Gamma}}{\Delta_{\Gamma} + \Delta_{\Pi}} = \frac{0,16}{13,95} = 0,0115$.

Если эпюра касательных реакций – равномерная линейная, то

$$P_K = \int_0^{l_{15}+2a} Kx dx = \frac{1}{2} Kx^2 \Big|_0^{l_{15}+2a} = K \frac{(l_{15} + 2a)^2}{2},$$

где K – коэффициент жесткости контакта, или тангенс угла наклона прямой к горизонтали, кН/см²:

$$K = \frac{2P_K}{(l_{15} + 2a)^2}.$$

По физическому смыслу коэффициент K является аналогом коэффициента крутильной жесткости шины (в соответствии с ГОСТ 17697–72).

Примем $P_K = 25$ кН, длину опорной поверхности $L_0 = l_{15} + 2a = 279$ см, половину длины активно-опорного участка $a = 24,5$ см. Тогда максимальное значение коэффициента жесткости контакта гусеницы:

$$K_{\max} = \frac{2 \cdot 25,0 \text{ кН}}{279^2 \text{ см}^2 \cdot 10^4} = 0,64 \cdot 10^{-3} \text{ кН/см}^2.$$

Это означает, что при ширине гусеницы 26 см максимальные напряжения сдвига у крайнего звена гусеницы

$$\tau_{\text{сдв}} = \frac{KL}{b} = 0,64 \cdot 10^{-3} \frac{279}{26} = 0,69 \cdot 10^{-2} \text{ кН/см}^2 = 0,69 \text{ кгс/см}^2.$$

Удельное (на единицу ширины гусеницы) максимальное значение коэффициента жесткости контакта:

$$K_{\text{удmax}} = \frac{K}{b} = \frac{0,64 \cdot 10^{-3}}{26} = 0,246 \cdot 10^{-4} \text{ кН/см}^3.$$

Формирование неравномерных эпюр нормальных давлений. Экспериментальные данные об эпюрах нормальных давлений гусениц приведены в основном в работах белорусского исследователя В. А. Скотникова [1, 2] и А. В. Васильева [3] из российского НАТИ. Аналогичными экспериментальными данными об эпюрах нормальных давлений резиноотросовой гусеницы не располагаем.

При сравнении гусеничных ходовых систем используется условный показатель – среднее давление:

$$P_{\text{cp}} = G_{\Gamma} / 2Lb.$$

У современных гусеничных тракторов этот показатель имеет следующие значения: для сельскохозяйственных – 0,035–0,06 МПа, для болотоходных – 0,02–0,03 МПа, для специальных болотоходных – < 0,02 МПа.

Если гусеница крупнозвеньчатая и выдержано соотношение $\Delta l_{\text{к}} / t_{\text{зв}} \leq 1,5–1,7$, где расстояние между катками $\Delta l_{\text{к}}$ относится к шагу звена $t_{\text{зв}}$, то эпюра давления гусеницы прямоугольная, трапециевидная или треугольная.

У сельскохозяйственных тракторов ДТ-75 и Т-150 $\Delta l_{\text{к}} / t_{\text{зв}} = 3,4$, а эпюра давления – волнистая, так как катки опираются на активно-опорные участки гусеницы.

Приняв длину активно-опорного участка $2a = 1,75t_{зв}$, из формул получим соотношение между максимальным и средним давлением:

$$\frac{P_{\max j}}{P_{\text{ср}}} = K_p \cdot 3,5 = 1,75 - 2,36.$$

В резинотросовом и мелкозвенчатом обводах гусеницы катки опираются на активно-опорные участки. Длину последних $2a$ будем задавать, ширина участка равна ширине гусеницы.

Принимаем, что закон распределения давлений в контакте гусеницы с опорной поверхностью параболический (рис. 3):

$$q = q_{\max} \left(1 - \frac{t^2}{a^2} \right),$$

тогда

$$N = \int_{-a}^a q_{\max} b dt = q_{\max} b \int_{-a}^a \left(1 - \frac{t^2}{a^2} \right) dt = q_{\max} b \left(t - \frac{t^3}{3a^2} \right) \Big|_{-a}^a = q_{\max} b \left(2a - \frac{2}{3}a \right) = 4/3 q_{\max} ab.$$

Отсюда

$$q_{\max} = \frac{3N}{4ab}.$$

Если

$$N = 10 \text{ кН}, b = 0,26 \text{ м}, t_{зв} = 0,14 \text{ м}, 2a = 3,5 t_{зв}, a = 1,75 t_{зв},$$

то

$$q_{\max} = \frac{3 \cdot 10}{4 \cdot 0,26 \cdot 1,75 \cdot 0,14} = 117,74 \text{ кН/м}^2 \approx 120 \cdot 10^{-4} \text{ кН/см}^2 \approx 1,2 \text{ кгс/см}^2.$$

Полученное значение q_{\max} реально.

Формирование касательной тяги при неравномерной эпюре нормальных давлений. На рис. 4, а показаны эпюры нормальных давлений $q = f(L)$, под каждым катком имеющие описанный параболический либо треугольный вид. На рис. 4, б показана сдвиговая характеристика связанной почвы, под которой понимается зависимость коэффициента использования сцепленного веса звена гусеницы от деформации почвы

$$\varphi_{\text{сц max}} = \frac{\tau}{q} = f(\Delta).$$

На рис. 4, в приведены параболы касательных давлений в контакте

$$\tau_{\max} = q \varphi_{\text{сц max}},$$

которые потенциально можно реализовать при формировании касательной силы тяги. На рис. 4, г наложена прямая $\tau = f(L)$, реализуемая при растяжении гусеницы и податливости пятна контакта в соответствии с законом Гука. На краях активно-опорных участков под каждым j -м катком образуются зоны проскальзывания гусеницы, так как они недостаточно прижаты нормальным давлением, поэтому компоненты толкающих реакций почвы создаются лишь в зонах сцепления (заштрихованных). Особенно велики зоны скольжения под задним катком, что приводит к росту потерь на перекатывание.

Например, в точках пересечения парабол с линией

$$\tau_{j \max} = q_{j \max} \varphi_{ij} = K_{\text{уд max}} (a + l_{1j} \pm t_j),$$

где l_{1j} – продольное расстояние между осями первого и j -го катков, максимальное значение $K_{\text{уд max}}$ достигается, если линия $\tau = K_{\text{уд max}} (a + l_{1j})$ пересекается с параболой $\tau_5 = \varphi_5 q \left(1 - \frac{t^2}{a^2} \right)$ под

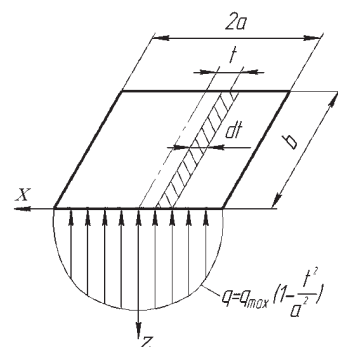


Рис. 3. Схема к расчету эпюры давлений

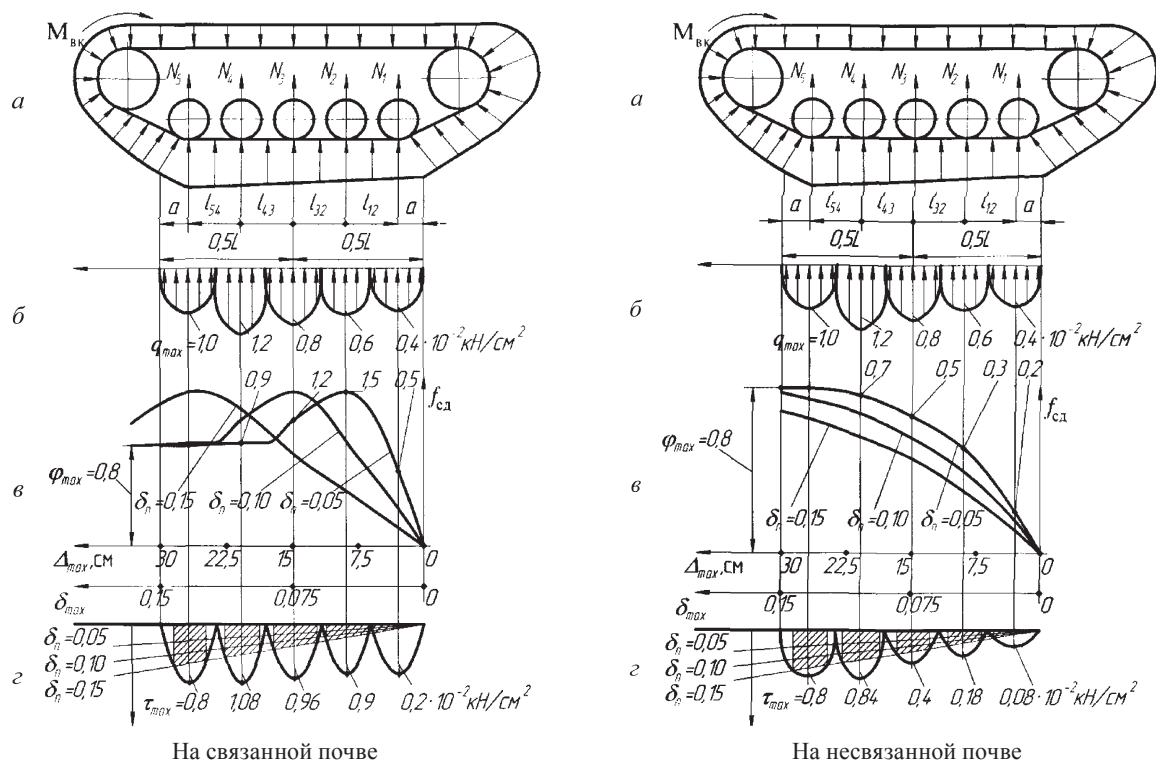


Рис. 4. Схема формирования касательной силы тяги разных типах почв: а – эпюры растягивающих усилий в обводе; б – эпюры нормальных давлений $q = q_{\max} \left(1 - \frac{t^2}{a^2}\right)$; в – характеристики сдвига почвы; г – эпюры и значения максимальных касательных давлений τ , $\text{кН}/\text{см}^2$, характеристики натяжения гусеницы при различных буксованиях

ось заднего катка. Из приведенной формулы следует, что окружное усилие T можно выразить формулой

$$T = \tau b (l_{15} + 2a) / 2 = K_{\text{удmax}} b \frac{(l_{15} + 2a)^2}{2},$$

где $\tau_5 = q_{\max} \varphi_5$.

Тогда выражение для коэффициента удельной жесткости контакта гусеницы с почвой имеет следующий вид:

$$K_{\text{удmax}} = \frac{q_{5\max} \varphi_5}{a + l_{15}}.$$

Если $\varphi_{5\max} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ кН}/\text{см}^2$, $\varphi_5 = 0,8$, $l_{15} = 230 \text{ см}$, $a = 24,5 \text{ см}$,

$$\text{то } K_{\text{удmax}} = \frac{10^{-2} \cdot 0,8}{24,5 + 230} = \frac{0,8}{254,5} \cdot 10^{-2} = 0,3143 \cdot 10^{-4} = 31,43 \text{ кН}/\text{м}^3.$$

Полученное значение $K_{\text{удmax}}$ соответствует окружному усилию на ведущем колесе одной гусеницы $T = 26,5 \text{ кН}$ и тяговому усилию на двух гусеницах $P_{\text{кр}} = 50 \text{ кН}$.

Над первым катком напряжение сдвига следующее:

$$\tau_1 = q_{\max 1} \left(1 - \frac{t_1^2}{a^2}\right) \varphi_1 = K_{\text{удmax}} (t_1 + a).$$

Преобразив полученное выражение

$$1 - \frac{t_1^2}{a^2} = \frac{K_{\text{удmax}}}{q_{\max 1} \varphi_1} (t_1 + a),$$

$$1 - \frac{aK_{yДmax}}{q_{max1}\varphi_1} = \frac{t_1^2}{a} + \frac{K_{yДmax}}{q_{max1}\varphi_1} t_1,$$

получим квадратное уравнение относительно t_1 :

$$\frac{t_1^2}{a_2} + \frac{K_{yДmax}}{q_{max}\varphi_1} t_1 + \left(\frac{aK_{yДmax}}{q_{max1}\varphi_1} - 1 \right) = 0.$$

Решив данное уравнение, установим границы активно-опорного участка под первым катком, которые отсчитываются от нормали к опорной поверхности:

назад

$$t_{1max} = a \left(\frac{aK_{yДmax}}{q_{max1}\varphi_1} - 1 \right) = 24,26 \text{ см},$$

вперед

$$t_{1min} = -a,$$

$$\Delta P_{K1} = \frac{K_{yДmax}}{2} b (t_{1max} + t_{1min}) = \frac{K_{yДmax}}{2} b \left[a \left(\frac{aK_{yДmax}}{q_{max1}\varphi_1} - 1 \right) + a \right]^2.$$

Если $b = 26 \text{ см}$; $a = 20 \text{ см}$; $K_{yДmax} = 0,314 \cdot 10^{-4} \text{ кН/см}^3$; $q_{max1} = 0,4 \cdot 10^{-2} \text{ кН/см}^2 = 0,4 \cdot 10^{-4} \text{ кН/м}^2$; $\varphi_1 = 0,2$, то под первым катком формируется составляющая касательной силы тяги $\Delta P_{K1} = 3,83 \text{ кН}$.

Из рис. 4, на связанной почве, следует, что под вторым катком формируется активно-опорный участок на длине:

$$x_2 = (a + l_{12}) \begin{matrix} +t_{2max} \\ -t_{2min} \end{matrix},$$

Касательная силы тяги рассчитывается на частях участков:

прямоугольном

$$\Delta P_{K2}^{\Pi} = K_{yДmax} b (a + l_{12} - t_{2min}) (t_{2min} + t_{2max});$$

треугольном

$$\Delta P_{K2}^{\Gamma} = \int_{-t_{2min}}^{t_{2max} + t_{2min}} K_{yДmax} b t dt = \frac{K_{yДmax} b}{2} (t_{2min} + t_{2max})^2.$$

Под вторым катком формируется составляющая касательной силы тяги:

$$\Delta P_{K2} = 0,47 \cdot 10^{-4} \cdot 26 \left[(20 + 50 - 9,46)(9,46 + 15) + 0,5(9,45 + 15)^2 \right] = 4,35 \text{ кН}.$$

Для сравнения приведем данные расчетов напряжений и касательных сил тяги под пятым катком:

$$\tau_5 = q_{5max} \varphi_5 \left(1 - \frac{t_5^2}{a^2} \right) = K_{yДmax} [(l_{12} + l_{23} + l_{34} + l_{45}) + a \pm t_5].$$

Обозначим через l_{15} сумму $(l_{12} + l_{23} + l_{34} + l_{45})$ и с учетом выполненных расчетов запишем границы активно-опорного участка под пятым катком:

$$x_5 = (a + l_{15}) \begin{matrix} +24,5 \\ -2,09 \end{matrix}.$$

Составляющая касательной силы тяги ΔP_{K5} формируется на частях участков:

прямоугольном

$$\Delta P_{K2}^{\Pi} = K_{yДmax} b (a + l_{12} - t_{2min}) (t_{2min} + t_{2max}),$$

треугольном

$$\Delta P_{K5}^T = \frac{K_{уд} b}{2} (t_{5\min} + t_{5\max})^2.$$

Если $l_{15} = 230$ см, то под пятым катком формируется составляющая касательной силы тяги

$$\Delta P_{K5} = 0,26 \cdot 0,314 \cdot 10^{-4} \left[(0,245 + 230 - 209)(24,5 + 2,09) + \frac{1}{2}(24,5 + 2,09)^2 \right] = 6,12 \text{ кН}.$$

Общая касательная сила тяги гусеницы

$$P_K = \Delta P_{K1} + \Delta P_{K2} + \Delta P_{K3} + \Delta P_{K4} + \Delta P_{K5}.$$

Результаты расчетов носят оценочный характер.

Таким образом, приведенные данные свидетельствуют о том, что у мелкозвенчатой и резино-тросовой гусеницы касательная сила тяги формируется на активно-опорных участках задних катков. Из рис. 4, на связанной почве видно, что горб кривой сдвига почвы находится под первым, вторым и третьим катками, где гусеница не натянута. Проведенные расчеты объясняют, почему на связанных почвах не удастся реализовать максимальные касательные силы тяги, существенно превышающие $P_{кр\max}$, развиваемые гусеницей на несвязанных.

Статья посвящена 80-летию со дня рождения доктора технических наук Валерия Александровича Скотникова (1929–1988).

Литература

1. Скотников, В. А. Проходимость машин / В. А. Скотников, А. В. Пономарев, А. В. Климанов. – Минск: Наука и техника, 1922. – 328 с.
2. Проблемы современного сельскохозяйственного тракторостроения / В. А. Скотников [и др.]. – Минск: Высшая школа, 1983. – 208 с.
3. Васильев, А. В. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства / А. В. Васильев, О. Л. Уткин-Любовцев, Е. Н. Докучаева. – М.: Машиностроение, 1969. – 192 с.

G. S. GORIN

CALCULATION OF THE TOTAL AND THRUST DYNAMICS OF A RUBBER BELT CUSHIONED TRACTOR

Summary

The article considers the theory of interaction of a rubber belt and small-section crawler tractor with soil in the process of formation of a tractive force on actively contacts areas under supporting rollers. Shearing characteristics of binder and unbinder soils and their constants are described. Approximate expressions for calculation of linear and nonlinear eatures of normal and shear stresses are presented. Methods for calculation of the boundaries of actively contact sections, where components of the tractive force are formed, are proposed.