МЕХАНИЗАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

«Известия ТСХА», выпуск 2, 1980 год

УДК 631.372.001:57:62-183

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАДАЧИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ МАССЫ ТРАКТОРА

Д. И. ЗОЛОТАРЕВСКАЯ, Р. Ш. ХАБАТОВ

(Кафедра высшей математики и кафедра тракторов, автомобилей и эксплуатации машинно-тракторного парка)

Для сопоставления различных вариантов проектируемых тракторов необходимо располагать научно обоснованными критериями оптимизации их конструктивных параметров и показателей работы, а также методами расчетного определения оптимальных параметров.

В ряде работ [1, 2, 3] предложены методы прогнозирования оптимальных параметров конструкций и показателей работы машин и машинно-тракторных агрегатов. Задачей данного исследования являлась разработка расчетного метода прогнозирования оптимальной массы трактора. Как и в работах [2, 3], за оптимальную мы принимали такую эксплуатационную массу трактора, при которой может быть обеспечена работа с максимальным коэффициентом полезного действия. Метода расчетного определения массы трактора, соответствующей требованию обеспечения максимального к.п.д., до настоящего времени предложено не было.

Рассмотрим прямолинейное движение агрегата, состоящего из трактора с четырьмя ведущими колесами (4×4) и прицепного орудия, по упруговязкой почве с постоянной рабочей скоростью. Агрегат движется по горизонтальной поверхности. Схема сил и моментов, действующих на трактор, представлена на рисунке.

Примем подобно [4—6], что зависимость между сжимающими напряжениями σ (МПа) и относительной деформацией сжатия почвы ε в момент времени t (с) описывается дифференциальным уравнением

$$d\sigma/dt+p\sigma=q(d\varepsilon/dt), \qquad (1)$$

где p (c^{-1}) и q (МПа) — характеристики упруговязких свойств почвы. Будем считать, что в течение одного прохода колеса по

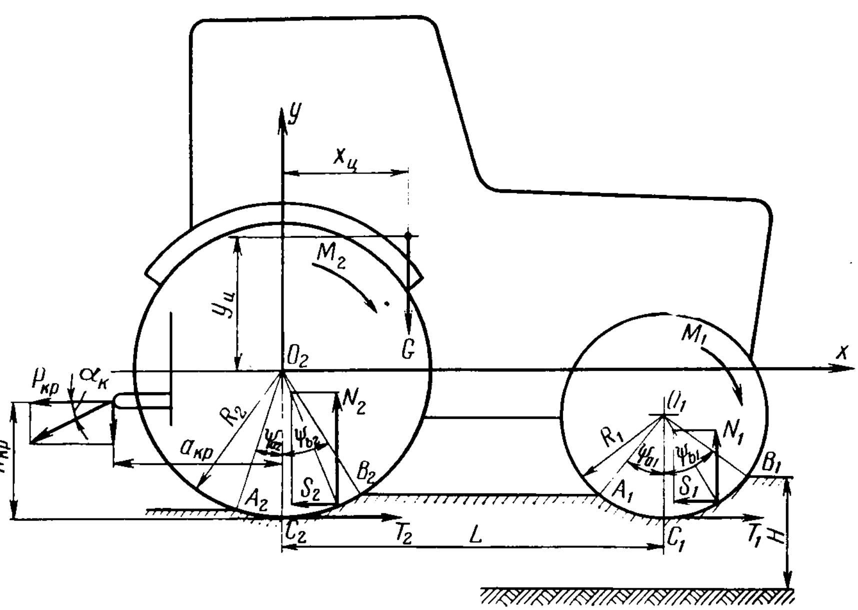

Схема сил и моментов, действующих на трактор.

почве с постоянной скоростью параметры p и q уравнения (1) остаются постоянными, а при различных проходах колес определяются корреляционными формулами вида

$$p=a_p+b_p d+c_p\omega, \tag{2}$$

$$q=a_q+b_q d, \tag{3}$$

где d — объемная плотность почвы, Мг/м³, ω — угловая скорость колеса, с⁻¹; a_p, b_p, c_p, a_q, b_q — коэффициенты [4].

Величины, относящиеся к передним и задним колесам трактора, будем обозначать с индексом i; для передних колес $i=1$, для задних $i=2$.

Заданными величинами являются: d — объемная плотность почвы перед проходом передних колес, Мг/м³; коэффициенты зависимостей (2) и (3) для определения характеристик p_i и q_i почвы данного механического состава и данной влажности перед проходами передних и задних колес трактора; H_i — толщина деформируемого слоя почвы, м; k_i — коэффициенты объемного смятия почвы, МН/м³; V — скорость агрегата, м/с; f_i — коэффициенты трения скольжения между шинами колес и почвой; $P_{кр}$ — сила тяги на крюке трактора, кН (составляющая крюкового усилия, параллельная направлению движения); R_i — радиусы наружных окружностей шин колес, м; l_i — ширина колес, м; P_{wi} — давление воздуха в шинах, МПа; $k_{шi}$ — коэффициенты упругости шин; $h_{кр}$ — расстояние от точки прицепа до наиболее глубоко погруженной в почву точки заднего колеса, м; $a_{кр}$ — плечо силы $P_{кр}$ относительно центра O_2 наружной окружности заднего колеса, м; корреляционная зависимость базы трактора L от величины $P_{кр}$; $\alpha_к$ — угол наклона крюкового усилия к направлению движения, град.

Определим эксплуатационный вес трактора G, соответствующую ему эксплуатационную массу и ее распределение по осям, при которых трактор может работать с максимальным к.п.д.

Введем жестко связанную с остовом трактора подвижную систему координат xO_2y, центр O_2 которой совпадает с центром наружной окружности шины заднего колеса; направление оси O_2x совпадает с направлением движения трактора, ось O_2y идет вертикально вверх.

Из условий установившегося движения трактора ($\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$, $\Sigma M_{O2}=0$, где ΣX, ΣY — суммы проекций всех действующих сил соответственно на оси O_2x и O_2y; ΣM_{O_2} — сумма моментов всех сил относительно точки O_2) следует, что должны выполняться соотношения:

$$2\,(T_1+T_2)-P_{кр}=0, \quad (4а)$$

$$2\,(N_1+N_2)+G-P_{кр}\operatorname{tg}\alpha_к=0, \quad (4б) \qquad (4)$$

$$Gx_ц-2N_1L-2\,T_1(R_2-R_1)+P_{кр}(R_2-h_{кр})-$$
$$-P_{кр}a_{кр}\operatorname{tg}\alpha_к=0. \quad (4в)$$

В уравнениях (4) N_1 и N_2 — значения равнодействующих динамических вертикальных, а T_1 и T_2 — горизонтальных реакций почвы соответственно на одно переднее и одно заднее колеса трактора; $x_ц$ — абсцисса центра тяжести трактора.

Коэффициент полезного действия трактора равен $\eta_т=\eta_\mu\eta_f\eta_\delta$, где η_μ, η_f и η_δ — к.п.д., учитывающие соответственно механические потери в трансмиссии, потери на перекатывание и буксование колес. Значение η_f и η_δ зависят от действующих на трактор сил и, следовательно, от его массы, а значение η_μ можно принять не зависящим от массы трактора.

При этом

$$\eta_f=1-\frac{P_f}{P_к};$$

$$\eta_\delta=1-\frac{N_{k1}\delta_1+N_{k2}\delta_2}{N_{k1}+N_{k2}},$$

где $P_к=2[(T_1+S_1)+(T_2+S_2)]$ — сила тяги трактора, развивающаяся в результате действия ведущих моментов; $P_f=2\,(S_1+S_2)$ — сила сопротивления движению трактора,

$$N_{k1}=\frac{2P_{k1}v}{1-\delta_1}=\frac{2\,(T_1+S_1)\,v}{1-\delta_1},$$

$$N_{k2}=\frac{2P_{k2}v}{1-\delta_2}=\frac{2\,(T_2+S_2)\,v}{1-\delta_2}-$$

— величины мощностей, затрачиваемых на создание силы тяги трактора.

Учитывая данные выражения для η_f, η_δ, $P_к$, P_f, $N_{к1}$, $N_{к2}$ и условие (4а), получаем формулу для определения к.п.д. трактора:

$$\eta_т=\frac{0{,}5\,(1-\delta_1)\,(1-\delta_2)\,P_{кр}}{(1-\delta_2)(T_1+S_1)+(1-\delta_1)(T_2+S_2)}\times$$
$$\times\,\eta_\mu. \tag{5}$$

Для выявления условий, при которых $\eta_т$ принимает максимальное значение, необходимо установить функциональную зависимость $\eta_т$ от основных влияющих на него факторов.

Значения равнодействующих реакций почвы N_i, T_i и сил сопротивления качению колес S_i зависят от размеров поверхностей контакта колес и почвы, характеризуемых углами $\psi_{bi}=\angle B_iO_iC_i$ и $\psi_{ai}=\angle A_iO_iC_i$. Угол ψ_{ai} может быть выражен через угол ψ_{bi} [5], поэтому силы N_i, S_i и T_i являются функциями углов ψ_{bi}. В работе [6] получены формулы для определения приближенных значений N_i и S_i

$$N_i=m_i(n_{i3}\psi^3_{bi}+n_{i4}\psi^4_{bi}+n_{i5}\psi^5_{bi}, \tag{6}$$

$$S_i=m_is_{i5}\psi^5_{bi}, \tag{7}$$

где

$$m_i=\frac{q_iR^2_{прi}l_i}{H_i}; \tag{8}$$

$$n_{i3}=\frac{2}{3}, \quad n_{i4}=-\frac{2}{3}g_i,$$

$$n_{i5}=\frac{1}{15}\left(\frac{28}{3}g_i^2-1\right); \tag{9}$$

$$s_{i5}=\frac{4}{15}g_i; \tag{10}$$

$g_i=p_i/\omega_i$ — приведенная характеристика упруговязких свойств почвы; $R_{прi}$ — приведенный радиус эластичного колеса.

Глубина деформируемого слоя почвы при проходе задних колес равна

$$H_2 = H_1 d_1 / d_2. \tag{11}$$

Приведенный радиус эластичного колеса может быть определен по известной формуле А. Л. Маршака

$$R_{\text{пр}i} = (k_i / c_i) R_i, \tag{12}$$

где

$k_i = \dfrac{\overline{k}_i}{\sqrt{2R_i l_i}}$ и $c_i = \dfrac{k_{\text{ш}i} k_i}{k_{\text{ш}i} + k_i}$ — приведенные коэффициенты соответственно объемного смятия почвы и жесткости шины [1].

Значение равнодействующей горизонтальной реакции почвы зависит от размеров контактной поверхности колеса и от значения его буксования δ_i. При качении ведущего колеса по упруговязкой почве, как и при качении по любому другому деформируемому основанию, на его поверхности контакта с почвой возникают зоны сцепления и буксования. Реакция T_i равна сумме равнодействующих реакций почвы в этих зонах. С увеличением буксования величина T_i вначале возрастает в связи с увеличением зоны буксования и уменьшением зоны сцепления. Наибольшего значения сила T_i достигает, когда вся контактная поверхность колеса становится зоной буксования; это буксование является оптимальным. Дальнейшее увеличение δ_i не приводит к изменению T_i [5].

Для выявления оптимального значения буксования δ_{oi} следует учесть, что углы $(\psi_{1,2})_i$, определяющие нижнюю и верхнюю границы зоны сцепления на участке набегания колеса (при текущих значениях угла контакта $\psi_i \geqslant 0$), могут быть найдены по формуле

$$(\psi_{1,2})_i = \left| \arcsin \frac{f_i \pm \sqrt{(1-\delta_i)^2 (1+f_i)^2 - 1}}{(1-\delta_i)\left(1+f_i^2\right)} \right|. \tag{13}$$

При определении угла $(\psi_1)_i$ в формуле (13) берется знак минус, а угла $(\psi_2)_i$ — знак плюс. На участке сбегания колеса (при $\psi_i < 0$) расположение зоны сцепления определяется углами $(\overline{\psi_1})_i = -(\psi_1)_i$ и $(\overline{\psi_2})_i = -(\psi_2)_i$ [5].

Вся контактная поверхность колеса может быть зоной буксования в двух случаях: при $\psi_{bi} < (\psi_1)_i$ и в том случае, когда подкоренное выражение в формуле (13) меньше нуля или равно нулю. Соотношение $\psi_{bi} < (\psi_1)_i$ может выполняться лишь при весьма малых значениях δ_i, поэтому первый из указанных случаев при определении оптимального буксования не следует принимать во внимание. Из второго условия следует, что оптимальное значение буксования ведущего колеса может быть определено по формуле

$$\delta_{oi} = 1 - \frac{1}{\sqrt{1+f_i^2}}. \tag{14}$$

Наибольшее значение реакции T_i, соответствующее буксованию δ_{oi}, может быть приближенно вычислено по следующей полученной нами формуле:

$$T_i = m_i (t_{i3} \psi_{bi}^3 + t_{i4} \psi_{bi}^4 + t_{i5} \psi_{bi}^5), \tag{15}$$

где

$$\left.\begin{aligned}
&t_{i3} = \frac{2}{3} f_i; \quad t_{i4} = -\frac{2}{3} g_i f_i,\\
&t_{i5} = \frac{1}{15}\left(\frac{28}{3} g_i^2 - 1\right) f_i - \\
&\quad - \frac{2}{15}(2 g_i a_{i1} + a_{i2}),\\
&a_{i1} = 1 + \rho_i^2 + \frac{2}{3}\rho_i^4 + \frac{17}{45}\rho_i^6,\\
&a_{i2} = -\rho_i\left(1 + \frac{4}{3}\rho_i^2 + \frac{17}{15}\rho_i^4\right),\\
&\rho_i = \operatorname{arctg} f_i
\end{aligned}\right\} \tag{16}$$

Определение сил N_i, S_i и T_i по формулам (6), (7) и (15) дает результаты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными при $\psi_{bi} \leqslant 26°$. Если при качении колеса по почве полная осадка почвы характеризуется углом $\psi_{bi} > 26°$, то для достаточно точного определения значений N_i, S_i, T_i нужно в соответствующих формулах добавить слагаемые, содержащие более высокие степени ψ_{bi}.

Из приведенных выше формул видно, что реакции N_1, S_1, T_1 представляют собой функции угла ψ_{b1}: $N_1 = N_1(\psi_{b1})$; $S_1 = S_1(\psi_{b1})$; $T_1 = (\psi_{b1})$. Так как заднее колесо трактора движется по следу переднего, то значения характеристик свойств почвы $g_2 = p_2/\omega_2$ и q_2 в общем случае зависят от величины осадки почвы при первом проходе. Поэтому реакции N_2, S_2, T_2 в общем случае являются функциями ψ_{b1} и ψ_{b2}. В частном случае можно приближенно принять, что передние колеса уплотняют почву до максимально возможной ее плотности $d_{\max}$, тогда реакции N_2, S_2, T_2 зависят только от ψ_{b2}: $N_2 = N_2(\psi_{b2})$; $S_2 = S_2(\psi_{b2})$; $T_2 = T_2(\psi_{b2})$.

Таким образом η_T согласно формуле (5) является функцией двух независимых переменных: $\eta_T = \eta_T(\psi_{b1}, \psi_{b2})$. Найдем условный экстремум этой функции при условии, что ψ_{b1} и ψ_{b2} удовлетворяют уравнению связи:

$$\varphi(\psi_{b1}, \psi_{b2}) = T_1(\psi_{b1}) + T_2(\psi_{b2}) - 0{,}5\, P_{\text{кр}} = 0, \tag{17}$$

следующему из уравнения (4а). Рассматриваем случай, когда $N_2 = N_2(\psi_{b2})$; $T_2 = T_2(\psi_{b2})$.

Для выявления точек условного экстремума функции $\eta_T(\psi_{b1}, \psi_{b2})$ составим вспомогательную функцию $F(\psi_{b1}, \psi_{b2}, \lambda)$, называемую функцией Лагранжа:

$$F(\psi_{b1}, \psi_{b2}, \lambda) = \eta_T(\psi_{b1}, \psi_{b2}) + \lambda\varphi(\psi_{b1}, \psi_{b2}), \tag{18}$$

где λ — некоторый коэффициент.

Необходимые условия экстремума функции $\eta_T(\psi_{b1}, \psi_{b2})$ имеют вид

$$\frac{\partial F}{\partial \psi_{b1}} = 0; \quad \frac{\partial F}{\partial \psi_{b2}} = 0; \quad \frac{\partial F}{\partial \lambda} = 0. \tag{19}$$

Удовлетворяя условиям (19), получим после исключения множителя λ систему двух уравнений для определения стационарных точек функции $\eta_т(\psi_{b1}, \psi_{b2})$:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{(1-\delta_2)\dfrac{\partial}{\partial\psi_{b1}}(T_1+S_1)}{\dfrac{\partial T_1}{\partial\psi_{b1}}}= \\ &=\frac{(1-\delta_1)\dfrac{\partial}{\partial\psi_{b2}}(T_2+S_2)}{\dfrac{\partial T_2}{\partial\psi_{b2}}}, \\ &T_1(\psi_{b1})+T_2(\psi_{b2})-0{,}5P_{кр}=0. \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

Экспериментально установлено, что кривая изменения $\eta_т$ в зависимости от изменения нагрузок на оси трактора имеет 1 максимум [1]. Отсюда, как это следует из содержания задачи, если функция $\eta_т(\psi_{b1}, \psi_{b2})$ имеет одну стационарную точку, то последняя должна быть точкой максимума $\eta_т$.

Для упрощения дальнейших записей введем обозначения: $x=\psi_{b1}$, $y=\psi_{b2}$. Неизвестные величины x и y находятся из следующей системы двух нелинейных алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} &\frac{(1-\delta_2)\left[3t_{13}+4t_{14}x+5(t_{15}+s_{15})x^2\right]}{3t_{13}+4t_{14}x+5t_{15}x^2}- \\ &-\frac{(1-\delta_1)\left[3t_{23}+4t_{24}y+5(t_{25}+S_{25})y^2\right]}{3t_{23}+4t_{24}y+5t_{25}y^2}=0, \\ &m_1x^3(t_{13}+t_{14}x+t_{15}x^2)+m_2y^3\times \\ &\times(t_{23}+t_{24}y+t_{25}y^2)-0{,}5P_{кр}=0 \end{aligned} \quad (21)$$

Система (21) получена в результате подстановки в (20) выражений (7) и (15) и их дифференцирования; она имеет одну пару действительных корней, которая определяет точку максимума $\eta_т$.

Приближенное решение системы (21) может быть найдено методом Ньютона — Рафсона [7]. Для чего нужно найти каким-либо способом начальные приближенные значения корней, а затем искать поправки к ним.

Начальные приближения x_0 и y_0 корней системы (21) вычисляют при следующих упрощениях:

$\delta_1\approx\delta_2$; $S_1\approx m_1S_{15}x^5$; $S_2\approx m_2s_{25}y^5$; $T_1\approx\approx m_1t_{13}x^3$; $T_2\approx m_2t_{23}y^3$.

Получаем:

$$x_0=\sqrt[3]{\frac{0{,}5P_{кр}}{t_{13}+t_{23}D^3}},\quad y_0=Dx_0, \quad (22)$$

где

$$D=\sqrt{\frac{g_1f_2}{g_2f_1}}. \quad (23)$$

Более точные значения корней можно представить в виде $x_1=x_0+h_1$; $y_1=y_0+r_1$, где h_1 и r_1 — поправки к значениям x_0 и y_0.

Обозначим через $f(x, y)$ и $\varphi(x, y)$ левые части соответственно первого и второго уравнений системы (21). Поправки h_1 и r_1 будут определяться по формулам:

$$h_1=\frac{\begin{vmatrix} -f(x_0, y_0) & \left(\dfrac{\partial f}{\partial y}\right)_0 \\ -\varphi(x_0, y_0) & \left(\dfrac{\partial\varphi}{\partial y}\right)_0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \left(\dfrac{\partial f}{\partial x}\right)_0 & \left(\dfrac{\partial f}{\partial y}\right)_0 \\ \left(\dfrac{\partial\varphi}{\partial x}\right)_0 & \left(\dfrac{\partial\varphi}{\partial y}\right)_0 \end{vmatrix}},$$

$$r_1=\frac{\begin{vmatrix} \left(\dfrac{\partial f}{\partial x}\right)_0 & -f(x_0, y_0) \\ \left(\dfrac{\partial\varphi}{\partial x}\right)_0 & -\varphi(x_0, y_0) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \left(\dfrac{\partial f}{\partial x}\right)_0 & \left(\dfrac{\partial f}{\partial y}\right)_0 \\ \left(\dfrac{\partial\varphi}{\partial x}\right)_0 & \left(\dfrac{\partial\varphi}{\partial y}\right)_0 \end{vmatrix}}. \quad (24)$$

Аналогично находятся поправки h_2 и r_2 к первому приближению x_1, y_1, затем поправки h_3 и r_3 ко второму приближению $y_2=y_1+r_2$; $x_2=x_1+h_2$ и так далее. Процесс уточнения значений корней можно считать законченным тогда, когда будет получено $\varphi(x_n, y_n)\approx 0$, где (x_n, y_n) — n-е приближение решения системы.

Принимаем $\psi_{b1}=x_n$, $\psi_{b2}=y_n$.

При решении задачи прогнозирования оптимальной эксплуатационной массы трактора расчеты для одного из вариантов конструкции выполняются в следующей последовательности. По формулам (2), (3), (11), (12), (14) находим p_i, q_i, H_2, $R_{прi}$, δ_{oi}, по формулам (8), (9), (10) и (16) — коэффициенты в формулах для определения N_i, S_i, T_i. Затем, решая систему (21), определяем ψ_{b1} и ψ_{b2}. Зная углы ψ_{b1} и ψ_{b2}, по формулам (15), (6) и (7) находим T_i, N_i, S_i. Далее из уравнения (4б) определяем вес трактора G. Абсцисса центра тяжести трактора находится из уравнения (4в).

Нами выполнен ряд расчетов массы трактора, при которой обеспечивается максимальный к.п.д. Приведем результаты расчета по следующим данным. Движение машинно-тракторного агрегата происходит по легкосуглинистой почве, данные о механическом составе и влажности которой приведены в [4], коэффициенты формул (2) и (3) для нее равны $a_p=3{,}14$; $b_p=-1{,}6$; $c_p=0{,}9$; $a_q=-1{,}566$; $b_q=2{,}384$ [4].

Другие расчетные данные следующие: $d_1=1{,}9$ Мг/м³; $d_2=d_{max}=2$ Мг/м³; $H_1=0{,}5$ м; $f_1=0{,}6$; $f_2=0{,}5$; $\bar{k}=98{,}1$ МН/м³; $R_1=0{,}5$ м; $R_2=0{,}8$ м; $l_1=0{,}2$ м; $l_2=0{,}33$ м, $P_{w1}=0{,}1$ МПа; $P_{w2}=0{,}08$ МПа; $k_{ш1}=0{,}034$; $k_{ш2}=0{,}025$; $\alpha_к=1°$; $h_{кр}=0{,}5$ м; $P_{кр}=30$ кН, $L=L(P_{кр})=2{,}9$ м.

Использованные в расчетах параметры трактора соответствуют параметрам тракторов, развивающих $P_{кр}\approx 30$ кН [1].

В результате расчетов найдено, что $\psi_{b1}=0{,}1988$; $\psi_{b2}=0{,}2462$; $N_1=3{,}43$ кН; $N_2=27{,}25$ кН; $T_1=2$ кН; $T_2=13$ кН.

Вес трактора $G=60{,}84$ кН; масса — 6208 кг; $x_ц=0{,}2$ м; $\eta_т=0{,}85\,\eta_\mu$.

Для определения оптимальной массы трактора при заданной величине $P_{кр}$ нужно выполнить расчеты по данным формулам с варьированием R_1, l_1, P_{w1}, $h_{кр}$.

Полученные результаты могут быть обобщены на случай определения оптимальной массы трактора с несколькими осями, а также массы тракторного поезда.

Выводы

1. Получены формулы, позволяющие достаточно точно выразить функциональную зависимость коэффициента полезного действия трактора от углов ψ_{b1} и ψ_{b2} контакта переднего и заднего колес с почвой на участках набегания колес. Найденная зависимость $\eta_т = \eta_т(\psi_{b1}, \psi_{b2})$ позволяет выявить условный максимум к.п.д. при выполнении условий установившегося движения трактора.

2. Предложен расчетный метод определения массы трактора и ее распределения по осям трактора, при которых обеспечивается работа трактора с максимальным к.п.д. Приведен пример определения по данному алгоритму оптимальной массы трактора при ряде заданных параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов В. В. Оптимальные параметры с.-х. тракторов. М.: Машгиз, 1966. — 2. Хабатов Р. Ш. Прогнозирование оптимальных параметров агрегатов и состава машинно-тракторного парка. Киев: УкрНИИТИ, 1969. — 3. Хабатов Р. Ш. Научные основы прогнозирования оптимальных параметров агрегатов и состава машинно-тракторного парка для комплексной механизации с.-х. производства. — Автореф. докт. дис., 1971. — 4. Золотаревская Д. И. Зависимость механических характеристик грунта от его плотности и скорости деформирования катящимся колесом. — Доклады ТСХА, 1967, вып. 131, с. 381—386. — 5. Золотаревская Д. И., Полетаев А. Ф. Влияние буксования колес на тяговые свойства и сопротивление качению по упруговязкой почве. — Доклады ТСХА, 1974, вып. 204, с. 253—263.—6. Хабатов Р. Ш., Золотаревская Д. И., Бурдыкин В. И. Экономико-математическая модель работы транспортных агрегатов для оптимизации их параметров с учетом упруговязких свойств почвы. — Доклады ТСХА, 1976, вып. 222, с. 196—203. — 7. Гутер Р. С., Резниковский П. Т. Программирование и вычислительная математика, Вып. 2. М.: Наука, 1971.

Статья поступила 17 августа 1979 г.

SUMMARY

The problem of determining the operative mass of a tractor and of such distribution of the loads by its axes which will provide maximum efficiency in operation with a trailer is discussed.

It is shown that tractor efficiency is a function of the two independent variables — the angles which characterize the values of full soil sets under passing of front and rear tractor wheels. The terms of the maximum of this function under keeping the constant value of the tractive force at the drawbar are found.

Formulas for determining the resultant forces of vertical and horizontal soil responses to tractor wheels, its mass, coordinates of centre of gravity as well as other values corresponding to maximum efficiency are developed. The results of calculations performed by the formulas are presented.