

УДК 629.114.2.001

Н. И. Зезетко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

UDC 629.114.2.001

N. I. Zezetko

DETERMINATION OF THE OPTIMUM POSITION OF THE WHEELED TRACTOR CENTER OF MASS

Аннотация

Предложенная методика позволяет определить оптимальное положение центра масс колесного трактора с колесной формулой 4К4 при его проектировании. При этом критерием эффективности является тяговый коэффициент полезного действия. Разработаны динамические и математические модели, позволяющие определить распределение нормальных нагрузок по осям трактора и выявить зависимость тягово-сцепных свойств от такого распределения. Установлено, что при агрегатировании с сельскохозяйственной машиной центр давления смещается от центра масс в зависимости от приложенной нагрузки, изменяются величины вертикальных реакций по мостам.

Ключевые слова:

колесный трактор, конструкция, тягово-сцепные свойства, движитель, ведущие колеса, нагрузка на ось, распределение нагрузок.

Abstract

The proposed method allows determining at the design stage the optimum position of the center of mass of a wheeled tractor with the 4K4 wheel pattern, with the propulsive coefficient of efficiency being the criterion of effectiveness. Dynamic and mathematical models have been developed to determine the distribution of normal stresses along tractor axes and to reveal the dependence of traction characteristics upon the distribution of loads along axes. It is found that in combining with agricultural machinery the center of pressure shifts from the center of mass depending on the applied load and the vertical reactions on axles are changed.

Key words:

wheeled tractor, design, traction characteristics, mover, drive wheels, axle load, distribution of loads.

При создании колесного трактора одним из важнейших вопросов является обоснование рационального распределения масс, обеспечивающего наилучшие тягово-сцепные свойства и максимальный тяговый КПД трактора.

Тягово-сцепные свойства колесного трактора в составе машинно-тракторного агрегата зависят от взаимодействия ходовой системы с опорной поверхностью, в котором основными факторами являются конструкция движителя, действующие нагрузки, поч-

венные условия.

Конструкция движителя колесного трактора определяется колесной формулой и параметрами машины. Колесная формула раскрывает число ведущих колес из всех имеющихся. Например, 4К2 – из четырех колес два ведущие, 4К4 – из четырех колес все ведущие и т. д.

При неустановившемся движении на горизонтальной поверхности действующие нагрузки в общем случае рассчитываются вертикальными нагрузка-

Очевидно, что оптимальная величина λ будет при значении $\eta_T \rightarrow \max$, где η_T – тяговый КПД трактора.

$$\begin{aligned} \eta_T &= \eta_{TP} \eta_r \eta_\delta \eta_{cnp} = \\ &= \eta_{TP} \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{cnp}}{F_k} \right) = \\ &= \eta_{TP} \eta_r (1 - \delta_{доп}) \left(1 - \frac{F_{cnp1} + F_{cnp2}}{F_{k1} + F_{k2}} \right). \end{aligned}$$

Примечание – Индексы «1» и «2» относятся к передним и задним колесам соответственно.

Влияние λ на силу сопротивления движению F_{cnp} . Предположим, что $F_{cnp1} = f_1 Y_1$ и $F_{cnp2} = f_2 Y_2$, сумма нормальных реакций $G = Y_1 + Y_2$ (см. рис. 1). При этом общая сила $F_{cnp} = 2F_{cnp1} + 2F_{cnp2}$. Тогда суммарный коэффициент сопротивления движению

$$\begin{aligned} f &= f_1 \frac{Y_1}{G} + f_2 \frac{Y_2}{G} = \\ &= f_1 \frac{Y_1}{Y_1 + Y_2} + f_2 \frac{Y_2}{Y_1 + Y_2}. \end{aligned} \quad (1)$$

Разделив числитель и знаменатель каждого слагаемого на Y_2 и принимая во внимание, что $\frac{Y_1}{Y_2} = \lambda$, получим

$$f = f_1 \frac{\lambda}{\lambda + 1} + f_2 \frac{\lambda}{\lambda + 1}. \quad (2)$$

Для выявления этой зависимости можно воспользоваться одним из преобразований формулы проф. В. В. Гуськова [2]:

$$f_i = \frac{Y_i}{4kbr_{np}^2},$$

где k – коэффициент объемного смятия почвы; b – ширина колеса, м; r_{np} – приведенный радиус.

Подставляя значения нормальных реакций на передних и задних колесах

$$Y_1 = G \frac{\lambda}{\lambda + 1} \quad \text{и} \quad Y_2 = G \frac{1}{\lambda + 1}$$

в формулу (2), получим зависимость коэффициента качения от коэффициентов распределения нормальных реакций:

$$f_1 = \frac{G}{4kbr_{np}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1} + \frac{G}{4kbr_{np}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1}. \quad (3)$$

Общая сила сопротивления движению

$$F = 2 \left(\frac{G^2}{4kbr_{np}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1} + \frac{G^2}{4kbr_{np}^2} \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1} \right). \quad (4)$$

Влияние λ на касательную силу тяги F_k . Представим касательную силу тяги F_k трактора в виде

$$F_k = 2(\varphi_1 Y_1 + \varphi_2 Y_2) = 2(\varphi_1 G_1 + \varphi_2 G_2),$$

где φ_1 и φ_2 – коэффициенты сцепления,

$$\varphi_1 = \frac{F_{k1}}{G_1}; \quad \varphi_2 = \frac{F_{k2}}{G_2}.$$

Для выявления зависимости $\lambda = f(F_k)$ или $\lambda = f(Y)$ используем одно из преобразований, предложенных проф. В. В. Гуськовым [2]:

$$\varphi_1 = \frac{f_{ск} k_r Y_1}{\delta_1 L_1} =$$

$$= \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r}} - 1 \right) \right]; \quad (5)$$

$$\varphi_2 = \frac{f_{ск} k_r Y_2}{\delta_2 L_2} =$$

$$= \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r}} - 1 \right) \right]; \quad (6)$$

$$F_k = 2 \left\{ \frac{f_{ck} k_r Y_1}{\delta_1 L_1} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{k_r}} - 1 \right) \right] \frac{\lambda}{\lambda + 1} \right\} +$$

$$+ 2 \left\{ \frac{f_{ck} k_r Y_2}{\delta_2 L_2} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r} - f_n \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{k_r}} - 1 \right) \right] \frac{\lambda}{\lambda_1 + 1} \right\}, \quad (7)$$

где f_{ck} , f_n – коэффициенты трения скольжения и покоя соответственно; k_r – коэффициент деформации, м; δ – буксование в долях единицы; L_1 , L_2 – опорные поверхности ведущих колес, м.

Динамическое распределение на-грузок. Динамическое распределение на-грузок по осям трактора, характери-зуемое координатой X_d (см. рис. 1), за-висит от положения центра масс $X_{ст}$, базы L , момента M и силы $F_{кр}$.

Рациональное распределение на-грузок в динамике будет определяться максимумом тягового КПД трактора.

Оптимальное значение координаты X_d в динамике будет при $\eta_T \rightarrow \max$; его можно определить из уравнения

$$\frac{d\eta_T}{d\lambda_d} = 0.$$

В качестве примера рассмотрим машинно-тракторный агрегат, состоя-щий из проектируемого садоводческого

трактора класса 1.4 со всеми ведущими колесами и агрегатируемой машиной (плуг), имеющей тяговое сопротивление $F_{кр} = 14$ кН.

При выборе колесного движителя учитываем следующие условия.

1. Все колеса должны быть веду-щими, т. е. колесная формула 4К4.
2. Передние (меньшего размера) и задние (большого размера) колеса должны быть унифицированы с движи-телем базовой модели колесных тракто-ров класса 1.4 семейства «Беларус».
3. Распределение вертикальной на-грузки по осям при расчетах прини-мается как соотношение 1:2, т. е. на пе-редний мост приходится 1/3 эксплуата-ционной массы, а на задний – 2/3.

С учетом этих условий были вы-браны шины, параметры которых при-ведены в табл. 1.

Параметры трактора приведены в табл. 2.

Табл. 1. Параметры шин

Типоразмер шин	Ширина b , мм	Наружный диаметр, мм	$R_{ст.}$, мм	R_k , мм	Максимальная нагрузка, кг	
					при $V = 40$ км/ч, $P_{ш} = 1,6$ кг/см ²	при $V = 10$ км/ч, $P_{ш} = 1,6$ кг/см ²
12,4L-16	297	930	425	425	790	905
14,9R 30	480	1485	670	660	2575	3195

Примечания
 1. Данные приведены в соответствии с каталогами фирм-изготовителей шин.
 2. Для сравнения – допускаемые нагрузки на оси трактора (по ТУ): на переднюю – 2400 кг, на заднюю – 3600 кг

Табл. 2. Параметры трактора

Тяговый класс	Конструктивный вес, кН	Эксплуатационный вес, кН	Шина передних колес	Шина задних колес	База трактора L, м	Крюковое усилие F _{кр} , кН	h _{кр} , м	l, м
1,4	37	37,0	12,4L-16	14.9R 30	2,37	14,0	0,35	0,7

При расчете примем следующие допущения: агрегат движется по горизонтальной стерне суглинка нормальной влажности, в установившемся режиме нагрузка от агрегируемой машины представлена силой F_{кр}, приложенной в точке (см. рис. 1) с координатами h_{кр} = 0,35 м и l = 0,70, физико-механические свойства грунта определяются следующими показателями: σ₀ = 1,58 · 10⁶ Н/м²; k = 0,58 · 10⁶ Н/м³; k_τ = 0,005 м; f_{ск} = 0,76; f_п = 0,79.

Расчет η_Г = f(λ_д) производился в следующем порядке: для определенного значения λ_д найдены нормальные реакции на передние Y_{1i}(G_{1i}) и задние

колеса Y_{2i}(G_{2i}) и соответствующие им значения F_{ки}, F_{спр}, F_{кр} и η_Г.

Общий тяговый КПД трактора рассчитывается в соответствии с долей нагрузки на ось, т. е.

$$\eta_G = (n\eta_{T1} + m\eta_{T2})\eta_{TP}\eta_r;$$

$$n + m = 1; \eta_{TP} = 0,86; \eta_r = 1,0,$$

где n – доля вертикальной нагрузки на передние колеса; m – доля вертикальной нагрузки на задние колеса.

На рис. 2 приведены результаты расчета.

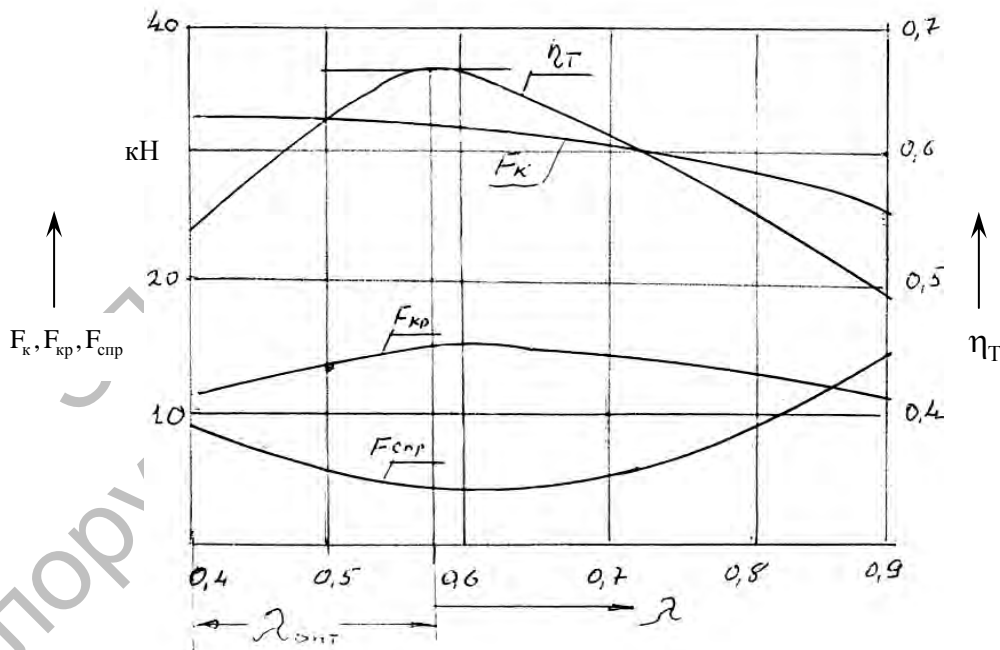


Рис. 2. Зависимость тягово-цепных свойств трактора от распределения нагрузки по осям

Из рисунка следует, что максимальный тяговый η_T КПД трактора класса 1.4, движущегося с крюковой нагрузкой 14 кН по горизонтальной стерне нормальной влажности в установившемся режиме реализуется при $\lambda = 0,58$, что соответствует $Y_1 = 13,60$ кН, $Y_2 = 27,40$ кН и $X_d = 1,55$ м.

Поскольку агротехническими требованиями предельное буксование для тракторов 4К4 ограничивается 16 %, то при таком буксовании рассматриваемый трактор развивает номинальное крюковое усилие 1,38...1,52 кН, что соответствует данному тяговому классу.

Статистическое распределение нормальных нагрузок по осям трактора. Для определения продольной координаты положения центра масс $X_{ст}$ трактора составим уравнение моментов относительно точки O_2 (см. рис. 2) при условии, что $F_{кр} = 14$ кН и направлена параллельно поверхности пути (т. е. $\gamma = 0$). При этом силы и моменты инерции равны нулю, т. е.

$$G \cdot X_{ст} - Y \cdot X_d - F_{кр} \cdot h_{кр} = 0.$$

При этом $Y = G$, тогда

$$X_{ст} = \frac{Y \cdot X_d + F_{кр} \cdot h_{кр}}{G} = \frac{37,0 \cdot 1,55 + 14,0 \cdot 0,35}{37} = 1,69 \text{ м.}$$

Таким образом, продольная координата центра тяжести проектируемого трактора равна 1,69 м.

Выводы

1. При агрегатировании с сельскохозяйственной машиной центр давления X_d смещается в ту или другую сторону от центра тяжести $X_{ст}$ в зависимости от приложенной нагрузки, при этом изменяются величины вертикальных реакций по мостам, вследствие чего корректируются тягово-сцепные свойства трактора.

2. Предложенная методика определения продольных координат X_d и $X_{ст}$ позволяет найти оптимальное положение центра масс проектируемого трактора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория / В. П. Бойков [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Бойкова. – Минск : Новое знание, 2012. – 543 с.
2. Тракторы / В. В. Гуськов [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. В. Гуськова. – Минск : Машиностроение, 1988. – 376 с.

Статья сдана в редакцию 1 апреля 2014 года

Николай Иванович Зезетко, гл. конструктор, ОАО «Минский тракторный завод». E-mail: z6932@tut.by.

Nikolai Ivanovich Zezetko, Chief Designer, ОАО Minsk Tractor Works. E-mail: z6932@tut.by.