

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ И СХЕМЫ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ МОСТОВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Канд. техн. наук ГУСЬКОВ А. В.

РУП «Минский тракторный завод»

В случае применения трактора 4К4 с разными колесами и коэффициентом кинематического несоответствия, подобранного таким образом, чтобы передние ведущие колеса подключались при достижении задними определенного буксования, основным мостом является задний. Если колеса одинакового размера, то выбор схемы привода ведущих мостов и коэффициента кинематического несоответствия зависит от распределения веса по осям трактора.

Коэффициент кинематического несоответствия

$$k = \frac{i_1}{i_2},$$

где i_1 и i_2 – передаточные числа переднего и заднего приводов соответственно.

Оптимальной схемой привода ведущих мостов и рациональным коэффициентом кинематического несоответствия будем считать те значения, при которых трактор развивает максимальный тяговый КПД.

Тяговый КПД трактора со всеми ведущими колесами определяется по формуле

$$\eta_T = \frac{F_k - fG}{\frac{F_{k1}}{\eta_{m1}\eta_{r1}(1-\delta_1)} + \frac{F_{k2}}{\eta_{m2}\eta_{r2}(1-\delta_2)}},$$

где F_k – касательная сила тяги трактора; f – коэффициент сопротивления движению трактора; G – сцепной вес; F_{k1} , F_{k2} – касательные силы тяги передних и задних ведущих колес; η_{m1} , η_{m2} – КПД, учитывающие механические потери в приводе; δ_1 , δ_2 – буксование передних и задних колес; η_{r1} , η_{r2} – КПД, учитывающие потери в двигателе.

Для нахождения оптимальной величины k при данной развесовке трактора необходимо исследовать функцию η_T на максимум, т. е.

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial k} = 0.$$

При $k < 1$ ведущим должен быть передний мост (он забегает), при $k > 1$ – задний.

Определяем нормальные реакции почвы на колеса. Из рис. 1 можно установить:

$$R_B = \frac{G(L-a) + F_{кр}h_{кр} + M_k}{L}; \quad (1)$$

$$M_k = fR_A \left(R_{o1} - \frac{R_A}{2\pi P_{o1}\sqrt{r_{o1}r_{c1}}} \right) + fR_B \left(R_{o2} - \frac{R_B}{2\pi P_{o2}\sqrt{r_{o2}r_{c2}}} \right), \quad (2)$$

где L – база трактора; a – координата центра тяжести; $F_{кр}$ – тяговое сопротивление агрегатируемой машины; $h_{кр}$ – расстояние от линии действия тягового сопротивления до поверхности почвы; M_k – момент сопротивления колес; R_A , R_B – нормальные реакции почвы на ведущие колеса; R_{o1} , R_{o2} – номинальные радиусы колес; P_{o1} , P_{o2} – давление воздуха в шине; r_{c1} , r_{c2} – радиусы сечения шины.

Поскольку

$$R_A = G - R_B, \quad (3)$$

то, подставляя равенство (3) в (2) и последнюю в уравнение (1), получим

$$R_B = \frac{G(L-a) + F_{кр}h_{кр} + fR_A \left(R_{o1} - \frac{R_A}{2\pi P_{o1}\sqrt{r_{o1}r_{c1}}} \right) + fR_B \left(R_{o2} - \frac{R_B}{2\pi P_{o2}\sqrt{r_{o2}r_{c2}}} \right)}{L} \dots \rightarrow \rightarrow \frac{G(L-a) + F_{кр}h_{кр} + fR_B \left(R_{o2} - \frac{R_B}{2\pi P_{o2}\sqrt{r_{o2}r_{c2}}} \right)}{L}. \quad (4)$$

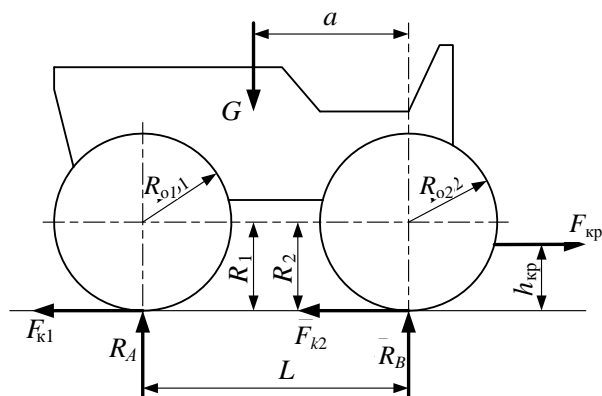


Рис. 1. Схема взаимодействия движителя трактора с почвой

Решив (3) относительно R_B , определим развесовку трактора в зависимости от крюковой нагрузки. Если на тракторе установлены все одинаковые колеса, то:

$$R_B = \frac{\frac{fG}{\pi p_{\omega} \sqrt{r_o r_c}} - L + \sqrt{\left(\frac{fG}{\pi p_{\omega} \sqrt{r_o r_c}} - L\right)^2 + \frac{4f}{\pi p_{\omega} \sqrt{r_o r_c}}}}{\frac{2f}{\pi p_{\omega} \sqrt{r_o r_c}}} \times \left[G(L-a) + (F_k - fG)h_{кр} + fG \left(r_0 - \frac{G}{2\pi p_{\omega} \sqrt{r_o r_c}} \right) \right] \quad (5)$$

и

$$R_A = G - R_B.$$

Определяем буксование δ_1 и δ_2 . Условие движения

$$v_{т1}(1 - \delta_1) = v_{т2}(1 - \delta_2),$$

где $v_{т1}$, $v_{т2}$ – теоретические скорости ведущих колес;

$$v_{т1} = r_1 \omega_1 = r_1 \frac{\pi n}{30 i_1}; \quad v_{т2} = r_2 \omega_2 = r_2 \frac{\pi n}{30 i_2};$$

$$r_1 = r_0 - \frac{R_A}{2\pi p_{\omega} \sqrt{r_o r_c}}; \quad r_2 = r_0 - \frac{R_B}{2\pi p_{\omega} \sqrt{r_o r_c}}.$$

Подставим последние равенства в уравнение движения

$$\delta_1 = 1 - \frac{r_2 \omega_2}{r_1 \omega_1} (1 - \delta_2) =$$

$$= 1 - \frac{r_2 i_1}{r_1 i_2} (1 - \delta_2) = 1 - k \frac{r_2}{r_1} (1 - \delta_2). \quad (6)$$

При установившемся движении имеем:

$$F_k = F_{k1} + F_{k2} \quad (7)$$

или

$$F_k = \varphi_1 R_A + \varphi_2 R_B, \quad (8)$$

где φ_1 , φ_2 – коэффициенты сцепления передних и задних колес.

Если известны зависимости $\varphi_1 = f(\delta_1)$ и $\varphi_2 = f(\delta_2)$, то $F_{k1} = f(\delta_1) R_A$.

Таким образом, для известного значения касательной силы тяги можно найти нормальные реакции почвы на ведущие колеса R_A и R_B и, зная зависимости $\varphi_1 = f(\delta_1)$ и $\varphi_2 = f(\delta_2)$, определить соответственно F_{k1} и F_{k2} , а также δ_1 и δ_2 , т. е. все величины, входящие в формулу тягового КПД. В частности, для ведущих колес трактора зависимость $\varphi = f(\delta)$ выражается формулой

$$F_k = \frac{f_{ck} K_{\tau} G}{\delta L} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta L}{K_{\tau}} - f_{пр} \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta L}{K_{\tau}}} - 1 \right) \right]. \quad (9)$$

Тогда:

$$\varphi_1 = \frac{f_{ck} K_{\tau} G}{\delta_1 L_1} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{K_{\tau}} - f_{пр} \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{K_{\tau}}} - 1 \right) \right] \quad (10)$$

и

$$\varphi_2 = \frac{f_{ck} K_{\tau} G}{\delta_2 L_2} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{K_{\tau}} - f_{пр} \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{K_{\tau}}} - 1 \right) \right], \quad (11)$$

где L_1 , L_2 – длина опорной части переднего и заднего колес [1].

Подставляя в уравнение (8) значения φ_1 и φ_2 , получим

$$F_k = \frac{f_{ck} K_\tau G}{\delta_1 L_1} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{K_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_1 L_1}{K_\tau}} - 1 \right) \right] R_A + \frac{f_{ck} K_\tau G}{\delta_2 L_2} \left[\ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{K_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 L_2}{K_\tau}} - 1 \right) \right] R_B. \quad (12)$$

Уравнение (12) представляет собой трансцендентное уравнение и в чистом виде не разрешимо по отношению δ . Поэтому упростим уравнение, приняв $\varphi = 6\delta - 12,5\delta^2$. Это выражение справедливо для ведущего тракторного колеса, движущегося по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности [1].

Тогда

$$F_k = (6\delta_1 - 12,5\delta_1^2) R_A + (6\delta_2 - 12,5\delta_2^2) R_B. \quad (13)$$

Подставим значение δ_1 из равенства в уравнение:

$$\delta_2^2 \left[12,5 \left(\frac{r_1}{r_2} k \right)^2 R_A - 12,5 R_B \right] - \delta_2 \left\{ R_A \left[25 \left(\frac{r_1}{r_2} k \right)^2 - 19 \frac{r_1}{r_2} k \right] - 6 R_B \right\} + \left\{ R_B - R_A \left[19 \frac{r_1}{r_2} k - 12 \left(\frac{r_1}{r_2} k \right)^2 - 6,5 \right] \right\} = 0;$$

$$\delta_2 = \frac{B - \sqrt{B - 4AC^2}}{2A},$$

где

$$A = \delta_2^2 \left[12,5 \left(\frac{r_1}{r_2} k \right)^2 R_A - 12,5 R_B \right];$$

$$B = \delta_2 \left\{ R_A \left[25 \left(\frac{r_1}{r_2} k \right)^2 - 19 \frac{r_1}{r_2} k \right] - 6 R_B \right\};$$

$$C = R_B - R_A \left[19 \frac{r_1}{r_2} k - 12 \left(\frac{r_1}{r_2} k \right)^2 - 6,5 \right].$$

Соответственно подобное уравнение разрешается относительно δ_1 .

Таким образом, решая указанные уравнения относительно δ_1 и δ_2 , можно найти оптимальные значения коэффициента кинематического несоответствия k для колесных тракторов 4К4 с колесами равного или разного размеров и при различной развесовке.

На рис. 2 показаны результаты расчета при принятых значениях ($G = 4000$ кг; $f = 0,1$; $L = 2,0$ м) шины одинакового размера.

Для определенной развесовки a и коэффициента кинематического несоответствия k подсчитывали тяговый КПД при различных значениях F_k . Затем меняли один из показателей a или k и расчет КПД повторяли. Таким образом, определены значения максимального тягового КПД для $k = 0,85$; 1,15 и $a = 68$; 140 см (рис. 2).

По оси абсцисс отложены значения положения центра тяжести a и процент веса, приходящийся на передние колеса, а по оси ординат – тяговые КПД при определенных значениях коэффициента кинематического несоответствия и развесовки. Каждая точка кривых соответствует максимальному тяговому КПД. Из графика следует, что максимум – максимум η_t для определенного k зависит от развесовки. Например, для $k = 1,03$ η_{\max} развивается при развесовке 54 % веса на передние колеса и 46 % – на задние; для $k = 1$ на передние колеса должно приходиться около 65 % всего веса, для $k = 0,97$ – не менее 70 %.

По номограмме (рис. 3), зная развесовку, можно найти значение k , при котором трактор развивает максимально возможный тяговый КПД. Из номограммы следует, что при весе на передние колеса $G_1 < 0,7G$ $k > 1$. Следовательно, ведущим мостом должен быть задний. При $G_1 > 0,7G$ $k < 1$ и основным ведущим мостом должен быть передний.

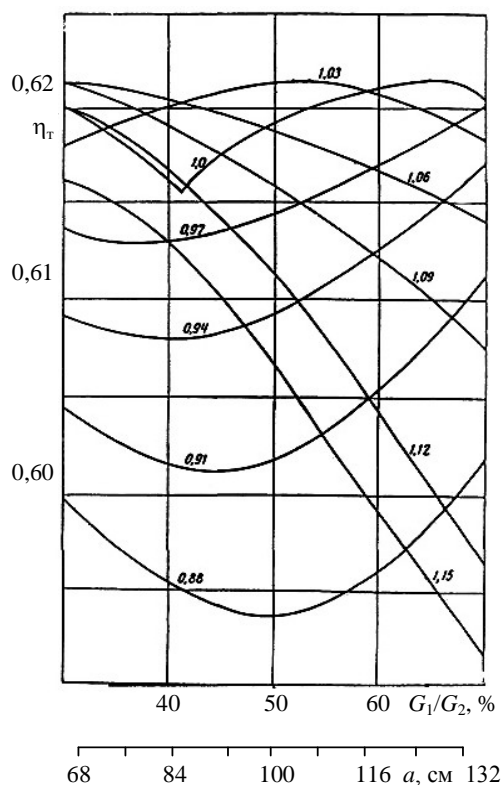


Рис. 2. Зависимость тягового КПД от коэффициента кинематического несоответствия и развесовки

ВЫВОДЫ

1. Рациональный коэффициент кинематического несоответствия и схема привода ведущих мостов колесных тракторов 4К4 определяются максимальным тяговым КПД трактора.
2. Коэффициент кинематического несоответствия в значительной степени влияет на тя-

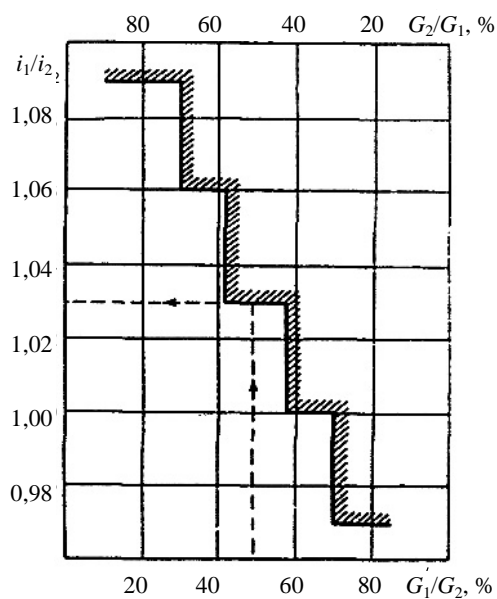


Рис. 3. Номограмма для выбора оптимального коэффициента кинематического несоответствия для трактора со всеми одинаковыми колесами

гово-сцепные свойства колесного трактора со всеми ведущими колесами.

3. Для колесных тракторов 4К4 при $k > 1$ и $G_1 < 0,7G$ ведущим мостом должен быть задний; при $k < 1$ и $G_1 > 0,7G$ – передний.

Поступила 26.12.2006