

УДК 631.3
© 2013

**Д.С. ГАПИЧ,
А.П. СЕРГЕЕВ,**
кандидаты технических наук

Н.Г. КУЗНЕЦОВ,
доктор технических наук

Е.В. ШИРЯЕВА,
соискатель

*Волгоградский государственный
аграрный университет, Россия*

З метою одержання більш точних прогножуючих оцінок по тягово-енергетичних показниках, що цікавлять багатьох, розглядається методика побудови залежності коефіцієнта буксування колісних тракторів від повного горизонтального зусилля, реалізованого крутним моментом ведучого колеса.

Основной характеристикой, определяющей степень соответствия трактора своему функциональному назначению, служит зависимость коэффициента буксования δ от тягового усилия на крюке $P_{кр}$. Обработка экспериментальных кривых буксования позволила установить, что во многих случаях они хорошо описываются обобщенной дробно-рациональной функцией [2]

$$\delta = \frac{k_{\delta} p}{1 - (1 - k_{\delta}) p^3}, \quad (1)$$

где $p = P_m / P_{m \max}$ – относительное тяговое усилие, представляющее собой отношение тягового усилия, развиваемого движителями, к максимально возможному такому усилию по сцеплению;

k_{δ} – коэффициент пропорциональности, численно равный производной $\delta = f(p)$ по относительному тяговому усилию в начале координат.

Во многих работах [1, 3, 4] о прогнозировании тягово-сцепных свойств колесных тракторов в составе МТА неоднократно отмечалось, что построение зависимости $\delta = f(P_T)$ не совсем корректно, так как деформация почвы в горизонтальном направлении

ПОЛНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА
ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ
КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

происходит не только под действием тягового момента колесного движителя, но и той части крутящего момента его, которая определяет колеобразование и смещение центра колеса относительно поверхности шины.

Это подтверждают результаты экспериментальных исследований, выполненные сотрудниками Волгоградского ГАУ в разное время [3–6]. Так, на экспериментальных осциллограммах крюкового усилия и крутящего момента на полуосях трактора МТЗ-80 видно значительное отставание по времени начала реализации крюковой нагрузки (рис. 1). Это свидетельствует о предварительном формировании момента сопротивления сил деформации почвы, гистерезиса деформации самих шин, момента сопротивления, связанного с изменением формы шин.

Данный крутящий момент в свою очередь и будет вызывать предварительное (начальное) буксование ведущего колеса трактора даже при отсутствии крюкового усилия. Таким образом, использование зависимости $\delta = f(P_k)$ ближе к реальной картине деформации почвы, чем $\delta = f(P_T)$ – рис. 2.

Полученная зависимость коэффициента

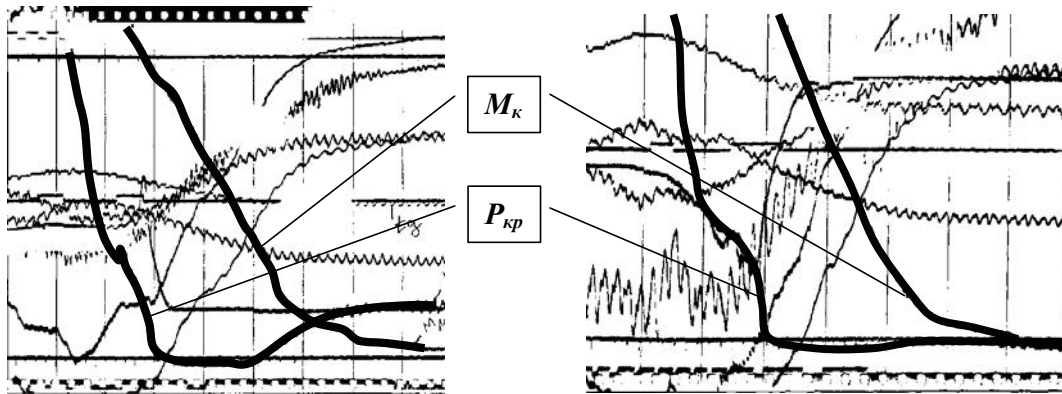


Рис. 1. Типичные осциллограммы силовых и кинематических параметров трактора МТЗ-80 при выполнении различных почвообрабатывающих операций

буксования от полного горизонтального усилия, реализуемого крутящим моментом ведущего колеса, то есть от силы, учитывающей силовые затраты на качение самого ведущего колеса, и будет полной характеристикой несущей способности почвы.

Характеристика несущей способности почвы в виде $\delta = f(P_k)$ повысит точность связи между δ и P_T , а значит, и уровень прогнозирования эксплуатационных показателей на основании тягового расчета.

Конечно, предлагаемый расчет несколько усложняет тяговый расчет даже на стационарных режимах нагружения, потому что нельзя определить силовые характеристики сопротивления передвижению самого трак-

тора независимо от кинематических потерь, связанных с коэффициентом буксования δ . В этом случае необходимо проводить совместное определение указанных величин с помощью специального алгоритма.

Аппроксимацию будем проводить по двум ранее определенным режимам работы (рис. 2). Первый – по режиму, соответствующему допустимому коэффициенту буксования по истиранию почвы $\delta_{\text{доз}}$, и второй – по режиму, соответствующему полному сдвигу всех “почвенных кирпичей” в пятне контакта шины с почвой $\delta_{\text{сп}}$.

Согласно обозначениям на рис. 3, по выражению (1) определяют для первого режима нагружения $\delta_{\text{доз}} = \delta_1$:

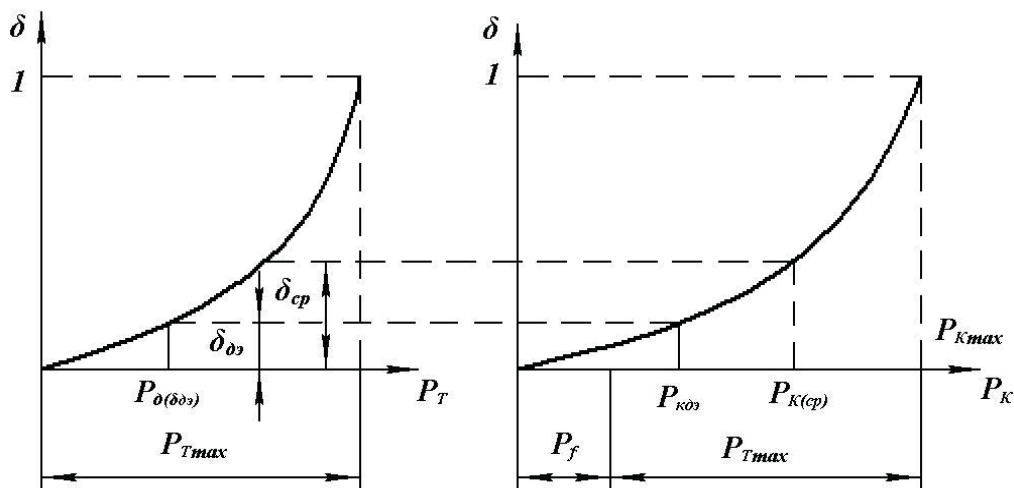


Рис. 2. Переход от зависимости $\delta = f(P_T)$ к зависимости $\delta = f(P_K)$

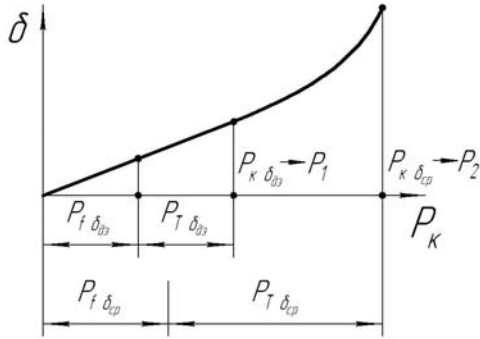


Рис. 3. Аппроксимация зависимости $\delta = f(P_k)$

$$\begin{aligned} \delta_1 - \delta_1(1 - k_\delta) p_1^3 &= k_\delta p_1; \\ \delta_1 - \delta_1 p_1^3 + k_\delta \delta_1 p_1^3 &= k_\delta p_1; \\ \delta_1 - \delta_1 p_1^3 &= k_\delta p_1 - k_\delta \delta_1 p_1^3; \\ k_\delta &= \frac{\delta_1 - \delta_1 p_1^3}{p_1 - \delta_1 p_1^3}; \end{aligned} \quad (2)$$

для второго режима нагружения $\delta_{cp} = \delta_2$:

$$k_\delta = \frac{\delta_2 - \delta_2 p_2^3}{p_2 - \delta_2 p_2^3}. \quad (3)$$

Так как точки δ_1 и δ_2 принадлежат одной и той же аппроксимационной кривой, это дает право приравнять правые части выражений (2) и (3):

$$\frac{\delta_1 - \delta_1 p_1^3}{p_1 - \delta_1 p_1^3} = \frac{\delta_2 - \delta_2 p_2^3}{p_2 - \delta_2 p_2^3}.$$

Поскольку $p_1 = P_1 / P_{k \max}$ и $p_2 = P_2 / P_{k \max}$, было получено:

$$P_{k \max}^3 (\delta_1 P_2 - \delta_2 P_1) - P_{k \max} \delta_1 \delta_2 (P_2^3 - P_1^3) + P_1 P_2 (P_2^2 \delta_2 - P_1^2 \delta_1) = 0.$$

В таком случае, согласно рис. 3, для трактора МТЗ-80 движение ведущего колеса по сминаемой поверхности запишем в виде

$P_k = P_{fB} + P_{fBM} + P_{kp}$, где P_{fB} – сопротивление движению ведущего колеса трактора, Н;

P_{kp} – крюковое усилие, Н;

P_{fBM} – сопротивление движению переднего моста трактора.

Нагрузка на передние колеса примерно вдвое меньше, чем на задние, поэтому шины передних колес подбирают так, чтобы вертикальная деформация почвы была такой же, как и ведущих колес, то есть $H = ke$. Для трактора МТЗ-80 $B_{BM} = 1/2B$. Тогда

$$P_{fBM} = cB_{BM}H^2.$$

Сопротивление движению ведущего колеса трактора, согласно данным исследователей [1], определится моментом сопротивления колеса, связанным с образованием колеи, и моментом сопротивления от смятия шины. Полное сопротивление движению ведущего колеса трактора, нагруженного постоянным крюковым усилием [2], запишем как

$$P_{fB} = \frac{1}{1 - \mu_k Q r_B} \left\{ \left[\frac{cBk_{II}^2}{(1 - \delta)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right] \frac{e^2}{2} + \mu_k P_T Q r_B \right\}.$$

Для первой точки кривой $\delta = f(P_k)$ при $\delta = \delta_{\delta_1}$ будем иметь

$$\begin{aligned} P_{k_1} &= \frac{1}{1 - \mu_k Q r_B} \left\{ \left[\frac{cBk_{II}^2}{(1 - \delta_{\delta_1})^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right] \frac{e^2}{2} + \right. \\ &+ \mu_k (P_{kp} + 1/2cBH^2) Q r_B \left. \right\} + Q_1 \cdot \frac{r_0 - \frac{t}{2}}{r_0 - e_1} \cdot \frac{i_{py} \delta_{\delta_1}}{1 - i_{py} \delta_{\delta_1}} \times \\ &\times \frac{t_p}{t} \cdot \left(Q_1 - Q_{m1} \cdot \frac{S - b}{S} \right) \delta_{\delta_1} + \frac{\delta_{\delta_1} M_{(cp)}}{r_0 - e_1}, \end{aligned}$$

для второй точки кривой при $\delta = \delta_{cp}$ получим

$$\begin{aligned} P_{k_2} &= \frac{1}{1 - \mu_k Q r_B} \left\{ \left[\frac{cBk_{II}^2}{(1 - \delta_{cp})^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right] \frac{e^2}{2} + \right. \\ &+ \mu_k (P_{kp} + \frac{1}{2}cBH^2) Q r_B \left. \right\} + \frac{S - b}{S} \cdot \frac{r_0 Q_{mcp}}{r_0 - e_{cp}} \times \\ &\times \left(\frac{2c_0 r_0 (B + 2t_n)}{C_r e_{mcp}} + tg\psi - \frac{2c_0 (B + 2t_n)}{C_r} \right) + \\ &+ \mu \left(Q_{cp} - Q_{mcp} \cdot \frac{S - b}{S} \right) \delta_{cp}, \end{aligned}$$

где μ – коэффициент трения резины о почву;

Q – вертикальная нагрузка на ведущее колесо трактора, Н;

Q_m – вертикальная нагрузка на поверхности впадин шины, Н;

S – круговой шаг почвозацепов, м;

b – ширина почвозацепа, м;

i_{py} – расчетное число поджатий “почвенного кирпича”;

r_0 – свободный радиус колеса, м;

e – максимальная вертикальная деформация шины, м;

e_m – максимальная деформация внутренней поверхности шины, м;

c_0 – коэффициент сцепления почвы, Н/м²;

- B – ширина шины, м;
- t_n – наружная высота почвозацепа, м;
- t – высота почвозацепа, м;
- t_p – расчетная высота почвозацепа, м;
- $t_p = (t + t_n) / 2$;
- C_r – радиальная жесткость единичного сектора шины, Н·м/рад;
- Ψ – угол внутреннего трения;
- Q_c – статическая нагрузка на ведущее колесо трактора, Н;
- $h_{кр}$ – высота точки приложения крюкового усилия, м;
- L – продольная база трактора, м;
- e_c – деформация шины ведущего колеса под действием статической вертикальной нагрузки, м;
- k – коэффициент относительной жесткости шины.

Таким образом, для трактора МТЗ-80Л при условии равенства колеи переднего и заднего мостов получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} 1) P_{i_{max}}^3 (\delta_1 P_{k_2} - \delta_2 P_{k_1}) - P_{i_{max}} \delta_1 \delta_2 (P_{k_2}^3 - P_{k_1}^3) + P_{k_1} P_{k_2} (P_{k_2}^2 \delta_2 - P_{k_1}^2 \delta_1) = 0; \\ 2) P_{k_1} = \frac{1}{1 - \mu_k Q_2 r_B} \left\{ \left[\frac{c B k_H^2}{(1 - \delta_1)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e_1} \right] \frac{e_1^2}{2} - \frac{1}{2} C B H_1^2 \right\} + \\ + Q_1 \cdot \frac{r_0 - t}{r_0 - e_1} \cdot \frac{i_p \delta_1}{1 - i_p \delta_1} \cdot \frac{t_p}{t} + \mu \left(Q_1 - Q_{m_1} \cdot \frac{S - b}{S} \right) \delta_1 + \frac{\delta_1 M_{(cp)}}{r_0 - e_1}; \\ 3) M_{(cp)} = M_{r_{(cp)}} = \frac{S - b}{S} \cdot Q_{m_{cp}} r_0 \left[\frac{2 \cdot c_0 \cdot (B + 2 \cdot t_n) r_0}{C_r \cdot e_{m_{cp}}} + t g \Psi - \right. \\ \left. - \frac{2 \cdot c_0 \cdot (B + 2 \cdot t_n)}{C_r} \right] + \mu \left(Q_2 - Q_{m_{cp}} \cdot \frac{S - b}{S} \right) \delta_2 (r_0 - e_2); \\ 4) P_{k_2} = \frac{1}{1 - \mu_k Q_2 r_B} \left\{ \left[\frac{c B k_H^2}{(1 - \delta_{cp})^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e_2} \right] \frac{e_2^2}{2} - \frac{1}{2} C B H_2^2 \right\} + \frac{S - b}{S} \cdot \frac{r_0 Q_{m_2}}{r_0 - e_2} \times \\ \times \left(\frac{2 c_0 r_0 (B + 2 t_n)}{C_r e_{m_2}} + t g \Psi - \frac{2 c_0 (B + 2 t_n)}{C_r} \right) + \mu \left(Q_2 - Q_{m_2} \cdot \frac{S - b}{S} \right) \delta_{cp}. \end{cases} \quad (4)$$

В уравнениях 2, 3, 4 системы (4) есть неопределенность: в правых частях этих уравнений имеются параметры, зависящие от значений параметров в левых частях ($Q_1, e_1, H_1, \delta_1, Q_{m_{cp}}, e_{m_{cp}}, e_2, \delta_2$).

Алгоритм счета для определения коэффициентов буксования на характерных режимах нагружения движителей был уже рассмотрен [2]. Он позволяет определить тяговый момент движителей на допустимом режиме нагружения:

- 1) по началу среза движителя в пятне

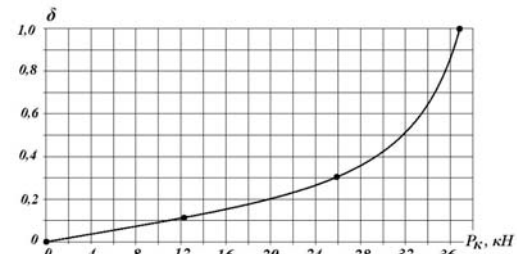


Рис. 4. Зависимость коэффициента буксования трактора МТЗ-80 от полного горизонтального усилия

контакта “почвенного кирпича” (по экологической безопасности $\delta_{оз}$);

- 2) обеспечиваемого при полном срезе “почвенных кирпичей” в пятне контакта.

Эти алгоритмы обеспечивают определение указанных режимов по коэффициентам буксования $\delta_1 = \delta_{оз}$ и $\delta_2 = \delta_{cp}$. Для рассматриваемого МТА они уже были определены на конкретных уровнях [2]. Точно так же до этого были рассчитаны e_1 и e_2 .

Систему уравнений (4) решаем относительно $P_{k_{max}}$. После этого определяем относительные касательные усилия:

$$p_1 = \frac{P_1}{P_{k_{max}}}; \quad p_2 = \frac{P_2}{P_{k_{max}}}.$$

Затем запишем значение коэффициента пропорциональности дробно-рациональной функции:

$$k_{\delta} = \frac{\delta_1 - \delta p_1^3}{p_1 - \delta p_1^3}. \quad (5)$$

Результаты расчета по данному алгоритму представим графически (рис. 4).

Использование полученной зависимости $P_k = f(\delta)$ несколько усложнит тяговый расчет трактора как энергетического средства, поскольку величины P_{fB} и δ оказываются взаимосвязанными, что создает неопределенность в их расчете и требует итерационного метода счета. Конечно, при использовании современного программного обеспечения и специально разработанного алгоритма это не создает особых проблем.

Библиография

1. Галич Д.С. Способ оценки энергетической нагруженности узлов и механизмов сельскохозяйственного трактора / Д.С. Галич, Е.В. Ширяева // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2011. – № 3. – С. 32–36.
2. Галич Д.С. Теоретическая оценка тягово-сцепных характеристик колесных тракторов / Д.С. Галич, И.А. Несмиянов, Е.В. Ширяева // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 7. – С. 19–22.
3. Фомин С.Д. Повышение управляемости и курсовой устойчивости транспортного агрегата на базе колесного трактора кл. 1,4 путем применения пневмогидравлического эластичного привода ведущих колес: дис. ... канд. техн. наук / С.Д. Фомин. – Волгоград : Волгоградский СХИ, 1993. – 240 с.
4. Фомин С.Д. Устойчивость управляемого движения МТА с различным типом кинематической связи ведущих колес / С.Д. Фомин // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2011. – № 4 (24). – С. 243–249.
5. Фомин С.Д. О некоторых аспектах динамики разгона и установившегося движения МТА с упругодемпфирующими звеньями / С.Д. Фомин, А.Г. Жутков, В.И. Аврамов // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2010. – № 4 (20). – С. 181–185.
6. Фомин С.Д. Влияние характеристик трансмиссии на степень галлопирования и рыскания трактора / С.Д. Фомин // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. – 2011. – № 2 (22). – С. 218–224.

Рецензент – доктор технических наук, профессор **С.С. Тищенко**

Іменні стипендії – студентам

Мотиваційним чинником стала ініціатива випускника гідромеліоративного факультету 1988 року, а нині генерального директора ТОВ “Центр судових і недержавних експертиз “ІНДЕКС” (м. Москва), професора Сергія Дмитровича Волощука – заснувати шість іменних стипендій для студентів, що навчаються за напрямом “Гідротехніка (водні ресурси)”. Крім цього, студенти-гідротехніки отримали можливість проходити практику на базі підприємства, яке очолює С.Д. Волощук.

Першими іменними стипендіатами стали Олександр Завалко, Ганна Кривonos, Катерина Панькова, Олександр Потомака, Ірина П'ятниця, Марина Стеблюк.

Радістю й вдячністю були наповнені очі та серця студентів і викладачів. “Хай отримані знання в університеті допомагають вам стати успішними і щасливими та приносять людям користь”, – побажав усім студентам Сергій Дмитрович.