

Б. Я. Шнейсер

ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ СОСТАВЛЯЮЩИХ К. П. Д. ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 Т

По статистическим данным, более 60% общего рабочего времени колесные тракторы сельскохозяйственного назначения рабстают на мягких и влажных почвах. При данных условиях особо серьезное значение приобретают потери на качение трактора и буксование его двигателей.

Повсеместно наблюдаемая тенденция к увеличению мощности двигателей, позволяющая повысить рабочие скорости машиннотракторных агрегатов, говорит об актуальности уменьшения потерь. В последние годы этим вопросам уделяется большое внимание. Однако проведенные исследования содержат совершенно противоположные выводы о влиянии скорости движения трактора на величину его тягового к. п. д., что свидетельствует о необходимости дальнейших экспериментов в этой области.

Тяговый коэффициент полезного действия трактора является сложной функцией ряда независимых переменных величин. При установившейся скорости движения трактора на горизонтальном участке с постоянным тяговым усилием эта функция может быть выражена так:

$$\eta_{\text{т}} = \Phi(P_{\text{кр}}, v_{\text{д}}, N_e, \eta_{\text{з}}, \eta_{\text{тр}}, G_{\text{э}}),$$

где $P_{\text{кр}}$ — тяговое усилие на крюке трактора; $v_{\text{д}}$ — скорость поступательного движения; N_e — номинальная мощность двигателя трактора; $\eta_{\text{з}}$ — коэффициент загрузки двигателя; $\eta_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий механические потери в трансмиссии; $G_{\text{э}}$ — эксплуатационный вес трактора.

Переход от тягового к. п. д. к коэффициенту полезного действия ходовой системы трактора позволяет исследовать мощностной баланс без учета механических потерь, величина которых зависит от конструктивных особенностей трансмиссии. В этом случае

$$\eta_{\text{х.с}} = \Phi(P_{\text{кр}}, v_{\text{д}}, N_{\text{к}}, G_{\text{э}}),$$

где $N_{\text{к}}$ — мощность, подведенная к ведущим колесам трактора.

При условии постоянства указанных переменных и заданных конструктивных параметров величина $\eta_{к.с}$ будет характеризоваться распределением веса по осям трактора и величинами коэффициентов качения передних и задних колес.

Определяя взаимосвязь между коэффициентами $f_{п}$ и $f_{к}$, запишем

$$P_f = fG_s = f(G_{п} + G_{к}) \quad (1)$$

или, учитывая отдельно силу сопротивления качению направляющих и ведущих колес, выведем

$$P_f = f_{п}G_{п} + f_{к}G_{к}, \quad (2)$$

где P_f — сила сопротивления качению трактора; $f_{п}$, $f_{к}$, f — коэффициенты качения соответственно передних, задних колес и трактора в целом; $G_{п}$, $G_{к}$ — весовые нагрузки, приходящиеся соответственно на переднюю и заднюю оси трактора.

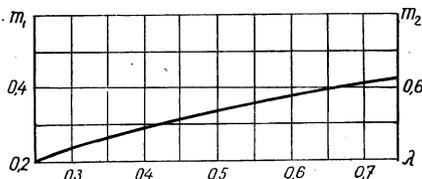


Рис. 1. Зависимость коэффициентов m_1 и m_2 от коэффициента λ .

Выразив отношение веса, приходящегося на переднюю ось, к сцепному весу (при схеме трактора 4×2) через λ , перепишем уравнения (1) и (2) в следующем виде:

$$P_f = f(\lambda G_{к} + G_{к}) = fG_{к}(\lambda + 1),$$

$$P_f = f_{п}\lambda G_{к} + f_{к}G_{к} = G_{к}(f_{п}\lambda + f_{к}).$$

Приравняв оба выражения, найдем

$$fG_{к}(\lambda + 1) = G_{к}(f_{п}\lambda + f_{к}),$$

откуда

$$f = f_{п} \frac{\lambda}{\lambda + 1} + f_{к} \frac{1}{\lambda + 1}.$$

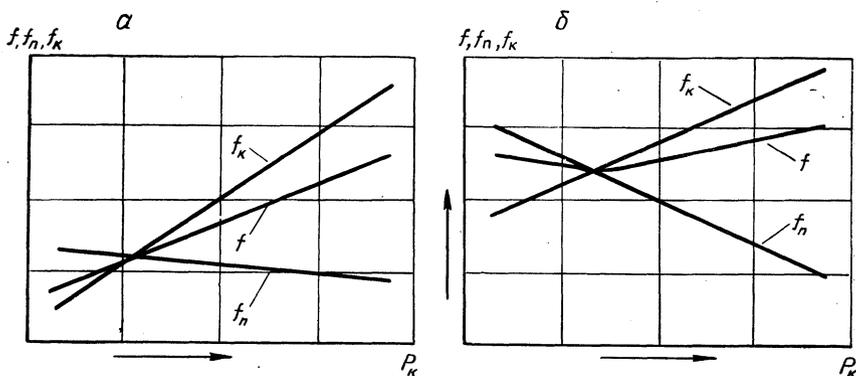
Обозначив $\frac{\lambda}{\lambda + 1}$ и $\frac{1}{\lambda + 1}$ через m_1 и m_2 , получим

$$f = m_1 f_{п} + m_2 f_{к}.$$

Очевидно, что сумма коэффициентов m_1 и m_2 равна единице, а изменение их в функции от λ отражено на рис. 1, где диапазон изменения λ взят в пределах 0,25—0,75, т. е. когда от 20 до 43% общего веса трактора приходится на переднюю ось. Минимальная нагрузка на переднюю ось выбрана из соображений управляемости и устойчивости, а максимальная — исходя из допустимой нагрузки на шины передних колес трактора класса 1,4 т, согласно ГОСТ 7463—61.

Значение коэффициента качения трактора f всегда находится между значениями коэффициентов f_n и f_k . Если $f_n = f_k = \text{const}$, то при любом значении λ сила сопротивления качению трактора останется неизменной и будет уменьшаться по мере уменьшения λ при $f_n > f_k$. При $f_n < f_k$ по мере уменьшения λ сила сопротивления качению трактора будет возрастать.

Проведенные исследования показали, что изменение коэффициентов f_n , f_k , f в функции от касательной силы тяги в основном происходит по закону, весьма близкому к линейному (рис. 2, а) (до начала резкого роста буксования ведущих колес, приводящего



Р и с. 2. Характер изменения коэффициентов качения передних f_n , задних f_k колес и трактора f в зависимости от касательной силы тяги P_k

к интенсивному колееобразованию). Однако при определенных условиях (рыхлые и влажные тяжелые почвы, высокое значение коэффициента λ и др.), когда f_n значительно больше f_k , зависимость коэффициента f от величины касательной силы тяги несколько изменяется и минимальное значение достигается при $f_n = f_k$ (рис. 2, б).

Увеличение коэффициента f_k при росте касательной силы тяги (тягового усилия) происходит в результате сложного взаимодействия пневматической шины ведущего колеса с почвой. Увеличение ведущего момента M_k , перераспределение вертикальных нагрузок сопровождается повышением деформации почвы и тангенциальной деформации шины.

Как известно, величину разгрузки переднего моста при установившейся скорости движения трактора на горизонтальной поверхности можно выразить зависимостью

$$\Delta G_n = \frac{P_{кр} h_{кр} + P_f r_k}{L}, \quad (3)$$

где $h_{кр}$ — высота точки прицепа, м; r_k — теоретический радиус качения ведущего колеса, м; L — продольная база трактора, м.

Из уравнения (3) следует, что изменение нормальных реакций на передние и задние колеса с ростом тягового усилия на крюке выражается линейной зависимостью.

Исходя из изложенного, учитывая отмеченную зависимость изменения коэффициентов качения в функции от касательной силы тяги, можно заключить, что сила сопротивления качению направляющих и ведущих колес, а также всего трактора изменяется по закону линейной зависимости от касательной силы тяги (тягового усилия) до момента интенсивного нарастания буксования.

С повышением скорости движения сила сопротивления качению трактора также возрастает, что объясняется физической сущностью процесса динамического взаимодействия пневматической шины ведущего колеса с почвой. Радиус ведущего колеса в зоне входа шины в контакт с почвой увеличивается, что приводит к смещению пятна контакта вперед по направлению движения и росту силы сопротивления качению.

Исходя из отмеченной линейной зависимости P_f от P_k , можно записать уравнение P_f в координатной форме

$$P_f = KP_k + p_0(1 - K),$$

где K — коэффициент, определяющий угол наклона прямой в зависимости от почвенных условий, выбранной скорости движения и конструктивных параметров; P_0 — коэффициент, определяющий потери на качение при движении трактора на холостом ходу в зависимости от указанных факторов.

Тогда коэффициент полезного действия, учитывающий потери на качение трактора

$$\eta_f = 1 - \frac{KP_k + p_0(1 - K)}{P_k}.$$

Обозначив $(1 - K)$ через n , а $p_0(1 - K)$ через a получим

$$\eta_f = n - aP_k^{-1}.$$

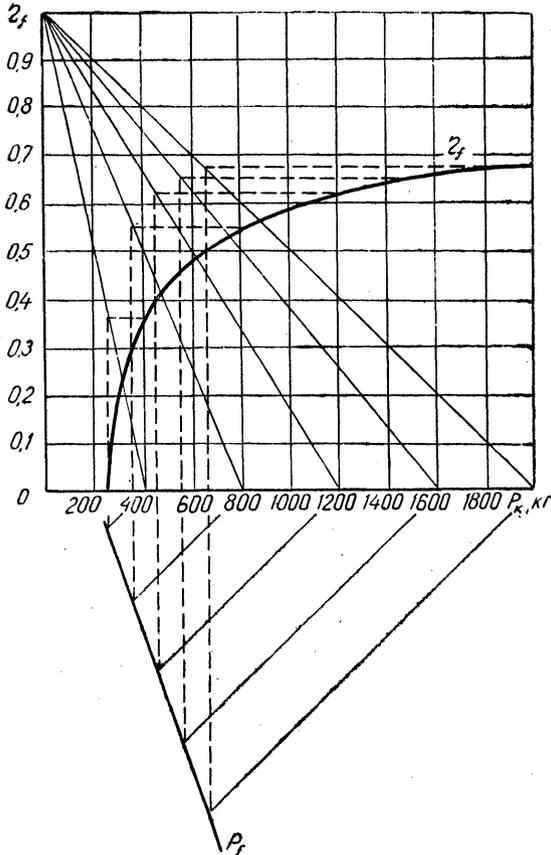
Принятый прежде в теории трактора метод графического построения функциональной зависимости η_f от P_k , основанный на допущении постоянства силы сопротивления качению трактора при росте касательной силы тяги, в связи с установленной линейной зависимостью возрастания P_f в функции от P_k является неприемлемым.

Для нахождения указанной зависимости предлагается следующий метод графического построения (рис. 3). Из вершины оси ординат, соответствующей значению «единица», проведены лучи до пересечения с выбранными значениями P_k на оси абсцисс. Для

вспомогательной оси P_f определен угол наклона ее к оси абсцисс исходя из величины масштабов в уравнении

$$\operatorname{tg} \alpha = 1 - \frac{m_f}{m_p},$$

где m_f, m_p — соответственно масштабы силы сопротивления качению и касательной силы тяги, мм/кГ.



Р и с. 3. Графическое построение зависимости коэффициента полезного действия η_f , учитывающего потери на качение трактора, от касательной силы тяги P_k

Из точек на оси абсцисс, соответствующих выбранным значениям касательной силы тяги, проводим лучи под углом 45° до пересечения с вспомогательной осью P_f , а из точек пересечения восстанавливаем перпендикуляры до пересечения с лучами, проведен-

ными из вершины оси ординат к выбранным значениям касательной силы тяги. Дальнейшее построение кривой, характеризующей зависимость η_f в функции от P_k , не вызывает затруднений.

Построение вспомогательных осей P_f , отражающих другие определенные условия, позволяет построить кривую зависимости η_f для данных условий.

С повышением скорости движения трактора продолжительность воздействия нагрузки, контакта шины с почвой уменьшается, что в определенной степени положительно сказывается на деформации почвы. Но возрастает скорость приложения нагрузки, и на слабосвязанных почвах общий эффект получается отрицательным — буксование двигателей трактора возрастает.

В связи с ростом силы сопротивления качению при повышении скорости движения трактора увеличивается потребная касательная сила тяги и влияние указанных факторов приводит к определенному росту буксования с повышением скорости трактора в зависимости от почвенных условий, конструкции шины и т. д. (увеличение радиуса ведущего колеса при повышении скорости не погашает полностью рост буксования).

Поскольку повышение скорости движения влечет за собой рост касательной силы тяги за счет роста силы сопротивления качению, то функциональная зависимость буксования от скорости движения выражается криволинейно. В координатной форме буксование можно представить выражением

$$\delta = bP_k,$$

где b — коэффициент, определяющий угол наклона прямой в зависимости от почвенных условий, выбранной скорости движения и конструктивных параметров.

Тогда коэффициент полезного действия, учитывающий потери на буксование ведущих колес трактора

$$\eta_b = 1 - bP_k,$$

а коэффициент полезного действия ходовой системы

$$\eta_{к.с} = n - aP_k^{-1} - bP_k(1 - K) + bP_0(1 - K)$$

или после соответствующих подстановок

$$\eta_{к.с} = n - aP_k^{-1} - nbP_k + ab.$$

Взяв производную, из выражения

$$P_k = \pm \sqrt{\frac{a}{nb}}$$

определим величину касательной силы тяги, соответствующую максимальному значению коэффициента полезного действия ходовой системы.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили теоретические обоснования. Так, на рис. 4 отражена зависимость

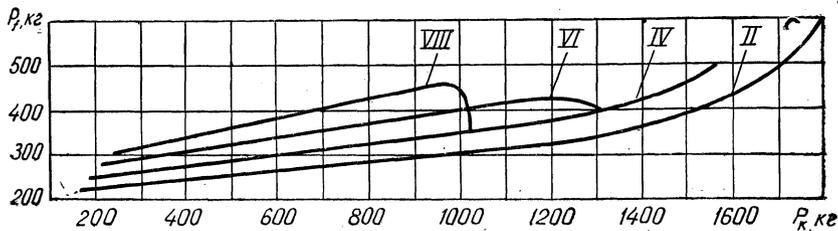


Рис. 4. Изменение силы сопротивления качению трактора МТЗ-60 в зависимости от касательной силы тяги при движении по стерне на II, IV, VI, и VIII передачах

силы сопротивления качению трактора в функции от касательной силы тяги при работе трактора на II, IV, VI, и VIII передачах. Характер протекания кривых с повышением номера передачи в основном не изменяется до момента лимитирования рабочего процесса мощностью двигателя, когда из-за падения скорости движения

в связи со снижением числа оборотов двигателя происходит уменьшение силы сопротивления качению при общем росте касательной силы тяги.

С началом интенсивного роста буксования нарушается линейный закон зависимости P_r в функции P_k . Нарушение линейного закона в данном случае наблюдается при значениях тягового усилия, близких к номинальному значению силы тяги трактора класса 1,4 т.

На каждой следующей, более высокой передаче нарушение линейного закона происходит при несколько меньшем значении тягового усилия, что объясняется более ранним началом интенсивного роста буксования с повышением скорости движения.

С ростом скорости движения сила P_r изменяется по криволинейной зависимости (рис. 5), причем с увеличением постоянного значения тягового усилия криволинейность функциональной зави-

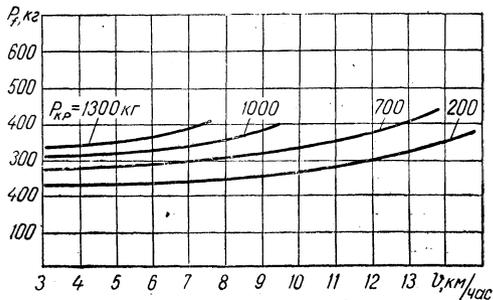


Рис. 5. Зависимость силы сопротивления качению трактора МТЗ-60 от скорости движения по стерне с постоянной крутяковой нагрузкой

симости возрастает, а при движении трактора на холостом ходу приближается к прямолинейной.

Буксование ведущих колес трактора увеличивается с повышением скорости движения. Эта зависимость отражена семейством кривых на рис. 6. Интенсивность роста буксования тем выше, чем

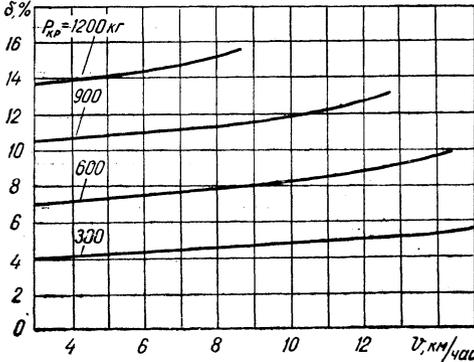


Рис. 6. Зависимость буксования ведущих колес трактора МТЗ-60 от скорости движения по стержне с постоянной крутящей нагрузкой

больше значение заданной тяговой нагрузки.

Приведенные на рис. 7 функциональные зависимости, характеризующие величину коэффициента полезного действия ходовой системы при движении трактора с различной энергонасыщенностью на поле, подготовленном под посев, позволяют отметить, что с изменением скорости при росте тяговой нагрузки наблюдается и различие в достигаемых значениях к. п. д. ходовой системы.

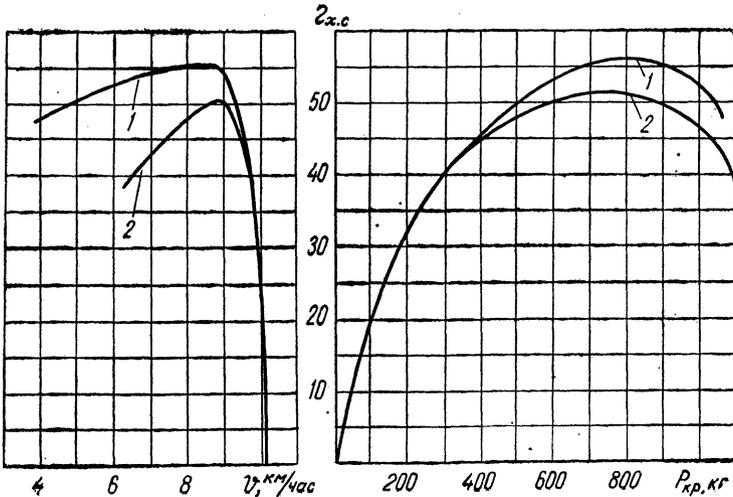


Рис. 7. Изменение коэффициента полезного действия ходовой системы трактора МТЗ-60 в зависимости от скорости движения и тяговой нагрузки при мощности двигателя 50 л. с. (1) и 70 л. с. (2)

Выводы

1. С повышением скорости движения трактора непроизводительные потери мощности увеличиваются более интенсивно, чем тяговая мощность, что приводит к снижению к. п. д. ходовой системы.

2. Непропорциональное увеличение непроизводительных потерь мощности вызывается ростом силы сопротивления качению и буксования ведущих колес при повышении скорости движения трактора. Величину силы сопротивления качению трактора класса 1,4 т, выполненного по схеме 4×2 , в основном определяют ведущие колеса.

3. Основными задачами, направленными на снижение непроизводительных затрат мощности, следует считать (помимо снижения механических потерь в трансмиссии): выбор оптимальных весовых состояний при работе трактора и создание шины ведущего колеса, обеспечивающей при максимальных тягово-сцепных ее свойствах минимальные потери мощности при движении трактора.

4. На основе снижения к. п. д. ходовой системы с повышением скорости движения трактора комплектование машинно-тракторных агрегатов следует производить при условии получения максимального общего эффекта, стремясь при этом к достижению оптимального к. п. д. ходовой системы.