

принят при выводе формулы равным 0,7. На основании принятых критериев и эмпирической зависимости (3) разработана программа расчета оптимального буксования и коэффициента использования сцепного веса.

Расчет выполнен на ЭВМ "НАИРИ-К" для тракторов МТЗ-82 и К-700 при пахоте стерни озимой пшеницы на поле средней площади 24 га и длиной гона 500 м.

Итак, критерии максимума эффективности труда и минимума приведенных затрат дают возможность наиболее полно учесть затраты, связанные с буксованием трактора, и определить значения коэффициента использования сцепного веса и допустимого буксования, близкие к оптимальным в заданных условиях.

Оптимальное буксование колесных тракторов на стерне озимой пшеницы, исходя из эффективности труда и приведенных затрат, составляет 11,7 - 12,8%, а коэффициент использования сцепного веса 0,46 - 0,48. Таким показателям соответствует сцепной вес тракторов МТЗ-82 и К-700 соответственно 45 и 116 кН.

Л и т е р а т у р а

1. Харитончик Е.М., Васильев В.К. О методах определения оптимальных параметров и номинальных тяговых усилий тракторов. - "Тракторы и сельхозмашины", 1969, № 2.
2. Мининзон В.И. О номинальном тяговом усилии сельскохозяйственного трактора. - "Механизация и электрификация соц. сельск. хоз-ва", 1965, № 5.
3. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М., 1972.

УДК 629.113.012.55

А.Ф. Андреев, канд. техн. наук

ТАНГЕНЦИАЛЬНАЯ ЭЛАСТИЧНОСТЬ ШИНЫ

Свойство шины изменять радиус качения вследствие окружной деформации под действием приложенного к колесу момента принято называть тангенциальной эластичностью шины. Вначале приращение радиуса качения вследствие окружной деформации шины примерно пропорционально моменту, приложенному к колесу,

$$r_k = r_k^0 - \lambda M, \quad (1)$$

где r_k - радиус качения колеса, м; r_k^0 - радиус качения колеса в ведомом режиме, м; λ - коэффициент тангенциальной эластичности, 1/Н; M - крутящий момент, приложенный к колесу, Н·м.

Из уравнения мощностного баланса колеса [1] следует

$$M/r_k^0 = T + F, \quad (2)$$

где T - касательная реакция в контакте, Н; F - сила сопротивления качению ведомого колеса, Н.

Принимая во внимание выражение (2) и обозначив

$$\gamma = \lambda r_k^0; \quad (3) \quad r_k^c = r_k^0 - \gamma F, \quad (4)$$

преобразуем уравнение (1)

$$r_k = r_k^0 - \gamma T, \quad (5)$$

где r_k^0 - радиус свободного качения колеса, м; γ - коэффициент тангенциальной эластичности, м/Н.

Представляет интерес установить теоретическую связь коэффициентов γ и λ с параметрами шины. Полагаем, что на участке контакта приведенного цилиндрического колеса с твердой поверхностью, где отсутствует элементарное скольжение, касательное напряжение пропорционально тангенциальной деформации шины

$$\tau_x = \beta \delta (a - x), \quad (6)$$

где β - коэффициент пропорциональности; δ - относительная потеря скорости ведущего колеса, связанная с окружной деформацией шины; a - половина длины контакта; x - координата рассматриваемой точки относительно центра контакта.

Нагрузочной характеристике реального колеса соответствует следующий закон распределения давлений по длине контактной площадки гладкого цилиндрического колеса:

$$q_x = \frac{\zeta}{Dn} (a^2 - x^2)^n, \quad (7)$$

где ζ - удельное сопротивление шины сжатию или объемный коэффициент жесткости; n - коэффициент, характеризующий изменение удельного сопротивления шины сжатию; D - диаметр свободного колеса; a - половина длины контакта.

Параметры ζ и n уравнения (7) могут быть определены по экспериментальной нагрузочной характеристике [2].

Используя методику Р.В. Вирабова [3, 4, 5], но принимая более общий закон (7) распределения нормальных давлений по

длине контакта цилиндрического колеса, автор данной статьи предложил следующую формулу для определения коэффициента β :

$$\beta = \frac{6n(4 - 3n) Q r_0}{(3 - n)(5 - 3n) a^3 b}, \quad (8)$$

где r_0 - динамический радиус колеса; b - ширина профиля шины; Q - нормальная нагрузка колеса.

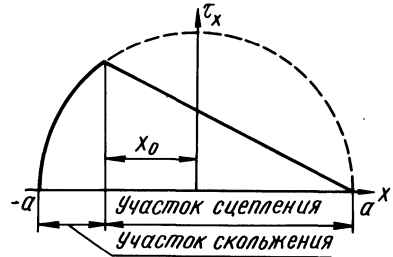


Рис. 1. Эюра продольных касательных напряжений в контакте ведущего эластичного колеса с абсолютно жесткой поверхностью.

Согласно рис. 1, касательная реакция может быть определена по формуле

$$T = \varphi b \int_{-a}^{x_0} q_x dx + \frac{1}{2} \beta b (a - x_0) \delta, \quad (9)$$

где φ - коэффициент трения скольжения.

При малой величине T участком скольжения можно пренебречь и считать $x_0 = -a$. Тогда, принимая во внимание выражение (8), из уравнения (9) получим

$$\delta = \frac{(3 - n)(5 - 3n) a}{12 n (4 - 3n) Q r_0}.$$

Подставляя это значение δ в формулу $r_k = r_k^c (1 - \delta)$ преобразуем ее к виду (5), где

$$\delta^* = \frac{(3 - n)(5 - 3n) a r_k^c}{12 n (4 - 3n) Q r_0}. \quad (10)$$

Из уравнения (3) при подстановке в него выражения (10) и сокращении близких между собой величин r_k^c и r_k^0 получим

$$\lambda = \frac{(3 - n)(5 - 3n) a}{12 n (4 - 3n) Q r_0}. \quad (11)$$

Рельефный рисунок протектора уменьшает площадь контакта действительного колеса по сравнению с гладким. Это можно

учесть, если вместо действительной полудлины контакта в формулах (10) и (11) подставлять приведенную полудлину

$$a = K_H \sqrt{D u_0} \quad , \quad (12)$$

где K_H - коэффициент насыщенности контакта; u_0 - прогиб шины.

Учитывая выражение (12) и $r_0 \approx 0,5 D$, преобразуем формулу (11)

$$\lambda = \frac{(3 - n)(5 - 3n) K_H \sqrt{u_0}}{6n(4 - 3n) Q \sqrt{D}} \quad . \quad (13)$$

Полученная зависимость может быть использована для приближенной оценки коэффициента тангенциальной эластичности шины в случае отсутствия опытных данных или для экстраполяции результатов опыта.

При изменении внутреннего давления в пределах, определяемых изготовителем шины, величина $n = \text{const}$ и из уравнения (13) следует, что

$$\sqrt{u_0} / \lambda Q = \text{const} \quad . \quad (14)$$

Эта зависимость позволяет экстраполировать результаты испытаний.

Л и т е р а т у р а

1. Пирковский Ю.В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса. - "Автомобильная промышленность", 1965, № 12.
2. Андреев А.Ф. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин. Минск, 1974, вып. 5.
3. Виравов Р.В. О реализации касательной силы в зоне контакта упругих тел при качении - "Машиностроение", 1967, № 2.
4. Виравов Р.В. Качение упругого колеса по жесткому основанию. - "Изв. вузов. Машиностроение", 1967, № 4.
5. Виравов Р.В. О качении колеса с пневматической шиной по жесткому основанию. - "Изв. вузов. Машиностроение", 1967, № 6.