

УДК 629.032

05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства (технические науки)

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЯХ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА

Аванесян Андрей Михайлович
ассистент
РИНЦ SPIN-код = 7559-7264
E-mail: Avanesyan.andrej@yandex.ru

Оберемок Виктор Алексеевич
к.т.н., доцент
РИНЦ SPIN-код = 6469-6072
E-mail: Oberemok56@yandex.ru

Сергеев Николай Викторович
К.т.н., доцент
РИНЦ SPIN-код= 2368-1380
E-mail: sergeev-n.v@mail.ru
Азово-Черноморский инженерный институт фил. ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет» г. Зерноград Ростовской области, Россия

Меликов Иззет Мелукович
канд. техн. наук, доцент
РИНЦ SPIN-код=3194-9952
E-mail: izmelikov@yandex.ru
ФГБОУ ВО «Дагестанский государственный аграрный университет имени М.М. Джамбулатова», г. Махачкала, Республика Дагестан, Россия

Моделирование режимов силового нагружения эластичного колеса требует изучения закономерностей деформирования пневматической шины. Известны работы, в которых проведены такие исследования. Однако они распространяются в основном на автомобильные шины с высоким давлением воздуха в них. Для крупногабаритных шин низкого давления, которыми и оснащают сельскохозяйственные тракторы, зерноуборочные комбайны и другую мобильную сельскохозяйственную технику (МСТ), подобных работ практически нет. Различны и режимы качения автомобильных и сельскохозяйственных шин. Для первых характерны высокие скорости движения и относительно малые силы тяги, для вторых – наоборот, низкие скорости движения и значительные тяговые усилия. Мы провели исследования деформирования оболочки ряда крупногабаритных шин МСТ 30,5R32 модели Ф-81, 33R32 модели Ф-147 и 16,9R30. Под общей деформацией оболочки шины подразумевалось перемещение относительно обода произвольно взятой по экватору беговой дорожки точки, расположенной на внутреннем слое каркаса. Испытания шин проведены на специальной мобильной установке «шинный тестер». Внутреннее

UDC 629.032

05.20.01-Technologies and means of agricultural mechanization (technical sciences)

THE ISSUE OF CALCULATED MODELS OF WHEEL ROLLING

Avanesyan Andrey Mikhaylovich
assistant
RSCI SPIN-code = 7559-7264
E-mail: Avanesyan.andrej@yandex.ru

Oberemok Victor Alekseevich
Cand. Tech. Sci., assistant professor
RSCI SPIN-code = 6469-6072
E-mail: Oberemok56@yandex.ru

Sergeyev Nikolai Viktorovich
Cand. Tech. Sci., assistant professor
RSCI SPIN-code = 2368-1380
E-mail: sergeev-n.v@mail.ru
Azov-Black Sea engineering institute of the Don state agrarian university, Zernograd, Rostov region, Russian Federation

Melikov Izzet Melukovich
Cand. Tech. Sci., associate professor
RSCI SPIN – code=3194-9952
E-mail: izmelikov@yandex.ru
FSBEI HE «The Dagestan State Agrarian University named after M.M. Dzhambulatov», Makhachkala, Republic of Dagestan, Russia.

Modeling the modes of power loading of an elastic wheel requires the study of the patterns of a pneumatic tire deformation. There are some works in which such studies were conducted. However, they are applied mainly to car tires with high air pressure in them. For large-sized low-pressure tires, which are mounted on agricultural tractors, combine harvesters and other mobile agricultural equipment (MAT), there are practically no such works. The rolling modes of automobile and agricultural tires are different as well. For the former, high speeds and relatively small thrust forces are characteristic, for the latter, on the contrary, low speeds and significant traction forces. We have conducted studies on the deformation of the shell of a number of large-sized MAT 30,5R32 tires, model F-81, 33-F32, models F-147 and 16,9R30. Under the total deformation of the tire envelope, the movement relative to the rim of a point arbitrarily taken along the equator of the treadmill located on the inner layer of the carcass was meant. Tire tests were carried out on a special mobile installation «tire tester». The internal air pressure in the tires and the conditions of their loading corresponded to the regular ones for MAT, which is completed with these tires. The type of support base was concrete and agrofones – stubble of ce-

давление воздуха в шинах и условия их нагружения соответствовали штатным для МСТ, которая и комплектуется этими шинами. Тип опорного основания – бетон и агрофоны – стерня зерновых и поле, подготовленное под посев. По результатам испытаний установлены значения коэффициентов κ_λ и κ_L , а также показателей Lmk^f , Lmk^0 , a_f , a_0 необходимых для получения рассмотренных моделей качения колеса. По предлагаемой методике подобные зависимости и сопутствующие им коэффициенты и показатели могут быть также получены для нейтрального и тормозного режимов силового нагружения (качения) колеса. Заметим, что величина коэффициентов κ_λ и κ_L и показателей Lmk^f , Lmk^0 по существу отражает совершенство конструкции пневматической шины

Ключевые слова: ЭЛАСТИЧНОЕ КОЛЕСО, СВОБОДНЫЙ РЕЖИМ, ВЕДОМЫЙ РЕЖИМ, ВЕДУЩИЙ РЕЖИМ, ПЛЕЧО СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ, СИЛА ТЯГИ, БУКСОВАНИЕ

DOI: <http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-169-001>

reals and the field prepared for sowing. According to the test results, the values of the coefficients κ_λ and κ_L , as well as the indicators necessary to obtain considered models of rolling wheels were determined. According to the proposed method, such dependencies and the accompanying coefficients and indicators can also be obtained for the neutral and braking modes of power loading (rolling) of the wheel. Note that the value of the coefficients κ_λ and κ_L and indicators Lmk^f , Lmk^0 essentially reflects the perfection of the pneumatic tire design

Keywords: ELASTIC WHEEL, FREE MODE, SLAVE MODE, DRIVING MODE, ROLLING RESISTANCE SHOULDER, TRACTION FORCE, SKIDDING

С ростом цен на энергоносители перед отечественным тракторостроением остро встали вопросы повышения тягово-сцепных и топливно-экономических качеств тракторов сельскохозяйственного назначения. Решение этих задач требует выработки практических рекомендаций по повышению тяговых качеств и снижению удельного тягового расхода топлива, основывающихся на результатах тяговых испытаний трактора [1]. Разработка таких рекомендаций базируется на расчёте составляющих мощностных потерь на движение трактора. Решение этих задач требует аналитических зависимостей, позволяющих достоверно оценивать потери мощности на качение и буксование ведущего колеса при движении по агрофонам [2].

Целью настоящей работы является уточнение расчетной модели качения эластичного колеса по деформируемому основанию.

Объектом исследований являются крупногабаритные тракторные шины моделей Ф-81, Ф-147.

Метод аналитических исследований основывался на теоретико-вероятностном подходе к исследованию качения колеса с эластичной шиной. Методика экспериментальных исследований заключалась в силовом

нагружении единичного колеса внешними силами, аналогичном нагружению колеса машинно-тракторного агрегата и испытании колеса в ведущем и ведомом режимах на различных опорных основаниях с использованием шинного тестера конструкции АЧИМСХ.

При рассмотрении вопросов деформирования оболочки пневматической шины, можно принять два предельно противоположных варианта условной конструкции эластичного колеса [3]. В первом варианте беговая дорожка не оказывает никакого сопротивления при её деформировании ни на сжатие, ни на растяжение. То есть она фактически отсутствует, и колесо представляет собой конструкцию из ступицы с бесконечным числом работающих на изгиб спиц (рисунок 1). Причём в контакте с опорным основанием может находиться только одна спица.

Во втором варианте, наоборот, тонкая беговая дорожка может только изгибаться, оставаясь абсолютно жёсткой в продольном направлении. Деформаций сжатия и растяжения в ней не будет. Между ступицей и беговой дорожкой находится связанная с ними эластичная масса (рисунок 2).

Примем в качестве примера ведущий режим качения без буксования. Для первого варианта применим равновесие моментов:

$$\sum M_0 = 0; M_k - a \cdot R_x - r_d \cdot R_x = 0, \quad (1)$$

где M_k – крутящий момент на оси;

R_x – сила тяги, равная силе сопротивления движению колеса P_x ;

r_d – динамический радиус ведущего колеса;

a – плечо качения.

Для второго варианта – уравнение работ:

$$M_k \cdot 2\pi = P_x \cdot S + L_{mk}, \quad (2)$$

где S – путь, пройденный колесом за один оборот его оси;

L_{mk} – работа трения качения за один оборот оси колеса.

Так как в окружном направлении беговая дорожка во втором варианте не деформируется, то путь S равен периметру колеса L . Линией действия

силы тяги при этом является сама беговая дорожка, вследствие того, что она несжимаемая и нерастяжимая, то плечо силы R_x , как расстояние от линии действия силы до оси колеса, будет неодинаковым для разных участков дорожки. Тогда равновесие моментов для данного варианта вообще неприемлемо, что и отмечено в работе [4]. Нетрудно также видеть, что в первом варианте плечо « a » и, значит, момент сопротивления качению $M_f = a \cdot R_z$ не постоянны по величине.

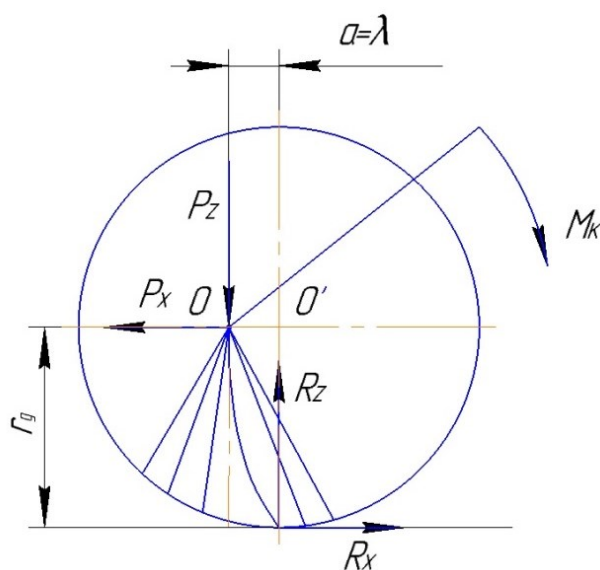


Рисунок 1 – Схема качения условного эластичного колеса с абсолютно податливой в окружном направлении беговой дорожкой

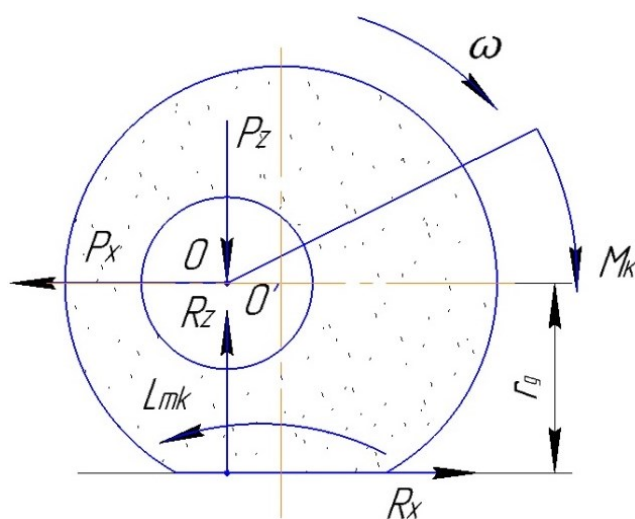


Рисунок 2 – Схема качения условного колеса с абсолютно жесткой

в окружном направлении беговой дорожкой

Они возрастают с увеличением силы тяги колеса R_x . Вследствие разного уровня деформирования эластичной массы с изменением силы тяги не будет оставаться постоянной и работа трения качения L_{mk} во втором варианте. Она, очевидно, также возрастает с увеличением силы тяги.

Реальное колесо с пневматической шиной представляет собой промежуточную, между указанными вариантами, конструкцию. Для него в зависимости от решаемой задачи по динамике колесной машины находят применение два способа составления расчетной модели. Первый – по равновесию моментов, второй – по уравнениям работ. Оба способа окажутся равно приемлемыми, если будут сделаны определенные корректировки. Корректировки заключаются в следующем.

Плечо качения « a » нельзя признать показателем, полностью отражающим силовые потери в материале шины и затраты энергии на смятие почвы. Так, трение качения, как трение второго рода, зависит от деформаций колеса и опорного основания. По Н.А. Кильчевскому [5] образуется деформационный валик, причем у ведомого колеса он спереди, а у ведущего колеса сзади контактной площадки. Тогда происходит и соответствующий снос вертикальной реакции вперед или назад относительно середины контактной площадки. Плечо « a » и определяемый им момент сопротивления качению M_f будут не более как условными величинами.

Причем у ведущего колеса плечо « a » будет еще более неопределенным вследствие продольной деформации шины, а его величину следует считать зависящей от сил R_z и R_x [6].

Это подтверждается и результатами полевых испытаний тракторных шин на бетонном основании и различных агрофонах [7,8,9].

По аналогии с условным колесом, у которого плечо « a » равно продольной деформации « λ », можно записать:

$$a = a_0 + \Delta a, \Delta a = k_\lambda \cdot \lambda, \quad (3)$$

где a_0 – плечо качения при свободном режиме нагружения;

k_λ – поправочный коэффициент, учитывающий конструктивные особенности пневматической шины.

Так как $\lambda = \frac{R_x}{C_\lambda}$, где C_λ – продольная жесткость шины, то

$$a = a_0 + \frac{k_\lambda}{C_\lambda} \cdot R_x. \quad (4)$$

Согласно приведенным в [3] особенностям, деформация резинокордной оболочки пневматической шины не будет одной и той же на разных режимах силового нагружения и соответственно, обусловленная рассеянием энергии, работа трения качения L_{mk} колеса. На её величине дополнительно скажется еще и влияние деформации почвы, которая также зависит от режима качения и косвенно определяется распределением давления по контактной площадке. Как показали натурные испытания тракторных шин, можно считать

$$L_{mk} = L_{mk}^0 + \Delta L_{mk}, \quad (5)$$

где ΔL_{mk} – увеличение работы трения качения ведущего колеса в рабочем режиме по сравнению со свободным режимом нагружения.

Для тракторного колеса увеличение сопротивления качению удобно выразить зависимостью от силы тяги R_x , а не от крутящего момента M_k , как это предложено в работе [10]. Тогда

$$\Delta L_{mk} = k_L \cdot R_x. \quad (6)$$

Таким образом, разный характер процессов, определяющих уровень деформирования шины и почвы, обуславливает и различное сопротивление качению колеса не только при ведущем и свободном режимах, но и при нейтральном, ведомом и тормозном режимах качения.

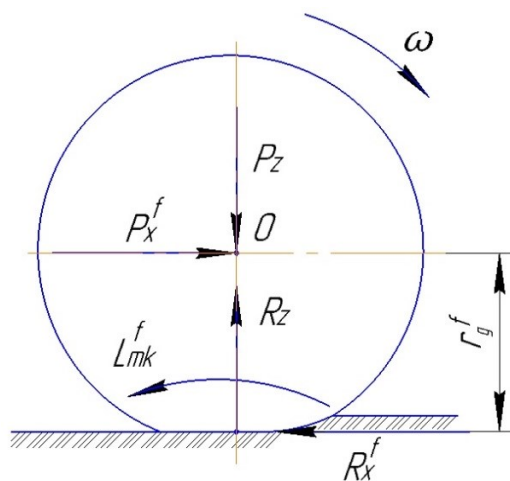


Рисунок 3 – Схема качения ведомого колеса

Расчётные схемы качения колеса для наиболее характерных режимов нагружения представлены на рисунках 3,4 и 5.

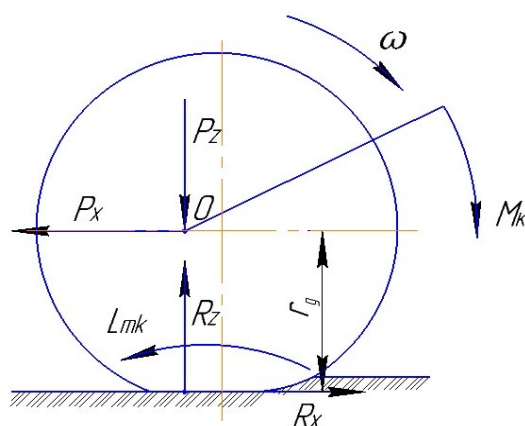


Рисунок 4 – Схема качения ведущего колеса в рабочем режиме нагружения

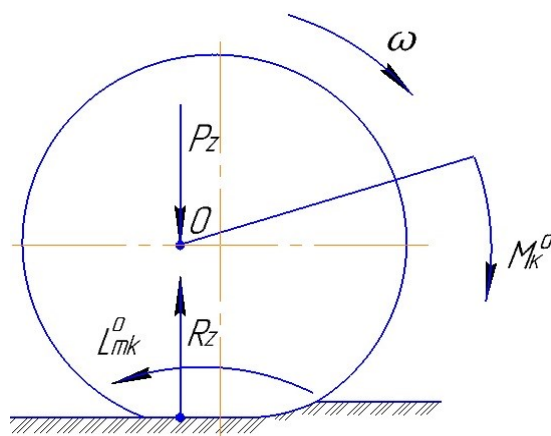


Рисунок 5 – Схема качения колеса в свободном режиме

Для ведомого колеса равновесие моментов можно представить зависимостью

$$R_x^f \cdot r_\delta^f - a_f \cdot R_z = 0, \quad (7)$$

а уравнение работ – выражением

$$P_x^f \cdot S_f = L_{mk}^f, \quad (8)$$

где P_x^f и R_x^f – толкающая сила и горизонтальная реакция опорного основания;

r_δ^f – динамический радиус ведомого колеса;

a_f – плечо качения;

R_z – вертикальная реакция опорного основания;

S_f – путь, пройденный ведомым колесом за один оборот его оси;

L_{mk}^f – работа трения качения за один оборот ведомого колеса.

Соответственно для ведущего колеса:

$$M_k - a \cdot R_z - r_\delta \cdot R_x = 0, \quad (9)$$

$$M_k \cdot 2\pi = P_x \cdot S + R_x \cdot S_{\text{букс}} + R_x \cdot S_{\text{деф}} + L_{mk}, \quad (10)$$

где M_k – крутящий момент на оси;

a – плечо качения ведущего колеса;

R_x и P_x – соответственно силы тяги и сопротивления движению колеса;

r_δ – динамический радиус ведущего колеса;

S – путь, пройденный ведущим колесом за один оборот его оси;

$S_{\text{букс}}$ – уменьшение пути от сдвига почвы из-за буксования колеса;

$S_{\text{деф}}$ – уменьшение пути из-за деформации сжатия беговой дорожки;

L_{mk} – работа трения качения за один оборот ведущего колеса.

Если качение ведомого колеса происходит без скольжения (им пренебрегаем ввиду его малости), то пройденный колесом за один оборот путь будет равен его периметру L_f в нагруженном силой P_z состоянии, т.е.:

$$L_f = 2\pi r_\delta^f, \quad (11)$$

где r_k^f – радиус качения ведомого колеса.

Для ведущего колеса, качение которого происходит с буксованием, это условие будет другим. Пройденный путь S окажется равным периметру колеса за вычетом перемещения от сдвига почвы $S_{букс}$ и сжатия беговой дорожки шины $S_{деф}$ под действием силы R_x :

$$S = L - S_{букс} - S_{деф}. \quad (12)$$

Обе составляющие уменьшения пути определены в работе [10]. Так, сдвиг почвы от буксования в пределах длины контакта l_k и угла охвата α_k равен S_k . Тогда на периметре L деформированной шины будет $\frac{2\pi}{\alpha_k}$ длин

контакта и, значит, сдвиг почвы $S_{букс}$ на $\frac{2\pi}{\alpha_k}$ длинах контакта составит

$$S_{букс} = \frac{2\pi}{\alpha_k} \cdot S_k.$$

Аналогично для перемещения $S_{деф}$: в пределах участка шины длиной l_λ и углом охвата α_λ продольная деформация равна λ . На периметре L таких участков $\frac{2\pi}{\alpha_\lambda}$, и тогда $S_{деф} = \frac{2\pi}{\alpha_\lambda} \cdot \lambda$.

После подстановки приведенных выражений в уравнение (10) и последующих преобразований с учетом $P_x = R_x$ получим:

$$M_\kappa \cdot 2\pi = P_x \cdot L + L_{mk}. \quad (13)$$

При $P_x = 0$ (свободный режим качения):

$$\begin{aligned} M_\kappa^0 &= a_0 \cdot R_z, \\ M_\kappa^0 \cdot 2 \cdot \pi &= L_{mk}^0. \end{aligned} \quad (14)$$

Несомненно, что вышерассмотренные уровни деформирования шины и почвы определяют следующие соотношения: $a_0 < a_f$, $a_0 < a$ и $L_{mk}^0 < L_{mk}^f$, $L_{mk}^0 < L_{mk}$. С достаточной точностью можно также считать, что неза-

висимо от режима качения и динамические радиусы колес и их периметры остаются неизменными: $r_{\delta}^f \approx r_{\delta} \approx r_{\delta}^0$, $L_f \approx L \approx L_0 = 2\pi r_{\kappa}^0 \approx 2\pi r_{\kappa}^f$, где L_0 и r_{κ}^0 – периметр и радиус качения колеса при свободном режиме качения.

Такие соображения подтверждаются результатами полевых испытаний шин, которые и отражены на диаграмме силового нагружения. Чтобы эти результаты сопоставить с данными расчетов по уравнениям (7), (8), (9), (13), последние запишем в следующем виде.

Для ведомого колеса

$$P_f = P_x^f = R_x^f = \frac{a_f}{r_{\delta}} R_z = \frac{L_{mk}^f}{2\pi r_{\kappa}^0}, \quad (15)$$

где P_f – сила сопротивления качению ведомого колеса.

Для ведущего колеса

$$M_{\kappa} = a \cdot R_z + r_{\delta} \cdot R_x = \frac{L_{mk}}{2\pi} + r_{\kappa}^o \cdot P_x. \quad (16)$$

С учетом формул (4), (5), (6)

$$M_{\kappa} = a_0 \cdot R_z + \left(\frac{\kappa_{\lambda}}{C_{\lambda}} \cdot R_z + r_{\delta} \right) \cdot P_m = \frac{L_{mk}^0}{2\pi} + \left(\frac{\kappa_L}{2\pi} + r_{\kappa}^o \right) \cdot P_m. \quad (17)$$

По диаграмме силового нагружения

$$M_{\kappa} = M_{\kappa}^0 + r \cdot P_x, \quad (18)$$

где r – условный радиус колеса, численно равный тангенсу угла наклона прямой $M_{\kappa}(P_m)$

к оси абсцисс на участке диаграммы, соответствующем ведущему режиму нагружения.

Сопоставляя равенства (17) и (18) и учитывая выражение (14), получим:

$$M_{\kappa}^0 + r \cdot P_m = M_{\kappa}^0 + \left(\frac{k_{\lambda}}{C_{\lambda}} \cdot R_z + r_{\delta} \right) P_m = M_{\kappa}^0 + \left(\frac{k_L}{2\pi} + r_{\kappa}^o \right) P_m, \quad (19)$$

$$P_m = \frac{M_{\kappa} - M_{\kappa}^0}{\frac{k_{\lambda}}{C_{\lambda}} \cdot R_z + r_{\delta}} = \frac{M_{\kappa} - M_{\kappa}^0}{\frac{k_L}{2\pi} + r_{\kappa}^o}, \quad (20)$$

$$r = \frac{k_{\lambda}}{C_{\lambda}} \cdot R_z + r_{\delta} = \frac{k_L}{2\pi} + r_{\kappa}^o. \quad (21)$$

Таким образом, сделанный ранее анализ и полученные зависимости показывают, что плечи «а», «а_f», «а_o», определяющие снос вертикальной реакции относительно оси колеса, являются по существу условными величинами. Они не учитывают, как это видно из деформационных характеристик шины и почвы, всех силовых потерь при качении колеса, и потому моменты сопротивления качению колеса $a_f \cdot R_z$, $a_o \cdot R_z$, $a \cdot R_z$ очевидно, тоже условные. Необходимо также признать условными и моменты $\frac{L_{mk}^0}{2\pi}$, $\frac{L_{mk}}{2\pi}$ из-за того, что нет создающих их пар сил.

Реальными же величинами, которые определяют при натуральных испытаниях, являются сила сопротивления качению ведомого колеса P_f , сила тяги ведущего колеса P_m , крутящие моменты M_{κ} и M_{κ}^o , радиусы качения $r_k^f \approx r_k^o$ и с определенным допущением динамический радиус r_{δ} .

По результатам испытаний и зависимостям (14), (15), (20), (21) трудно установить значения коэффициентов k_{λ} и k_L , а также показателей L_{mk}^f , L_{mk}^o , a_f , a_o , необходимых для получения вышерассмотренных моделей качения колеса (таблица 1).

Таблица 1 – Значение параметров шин и коэффициентов модели качения

Опорное основание и модель шины	Бетон		Стерня		Пар	
	30,5R32 Ф-81	33R32 Ф-147	30,5R32 Ф-81	33R32 Ф-147	30,5R32 Ф-81	33R32 Ф-147
Параметры и коэффициенты						
R_z , кН	40,0	40,8	40,0	40,8	40,0	40,8
P_w , МПа	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
r_k^o , м	0,884	0,902	0,890	0,912	0,901	0,925
r_o , м	0,83	0,852	0,834	0,852	–	–
C_λ , кН/м	1006	1360	1006	1360	–	–
M_k^o , кН·м	1,10	1,20	1,33	1,80	2,67	2,40
K_λ , кН	3,02	2,43	5,58	8,00	–	–
K_z , м	0,44	0,10	1,04	1,13	0,85	0,89
Z_{mk}^o , кН·м	6,91	7,54	11,63	10,98	18,56	18,72
Z_{mk}^f , кН·м	7,11	6,47	12,07	11,45	19,46	19,67
a_o , м	0,027	0,024	0,033	0,042	0,067	0,059
a_f , м	0,028	0,029	0,045	0,044	–	–
f_o	0,031	0,027	0,052	0,047	0,082	0,079
f_f	0,032	0,028	0,054	0,049	0,086	0,083

По предлагаемой методике подобные зависимости и сопутствующие им коэффициенты и показатели могут быть также получены для нейтрального и тормозного режимов силового нагружения колеса.

Заметим, что величина коэффициентов k_λ и k_L и показателей L_{mk}^f, L_{mk}^o по существу отражает совершенство конструкции пневматической шины. Чем они меньше, тем шина в конструктивном отношении лучше.

Чтобы перейти к традиционному представлению о показателях сопротивления качению и тяги, достаточно поступить так. Для определения коэффициента трения качения f ведомого колеса необходимо реальную силу сопротивления качению P_f разделить на нормальную нагрузку на оси колеса P_z :

$$f = \frac{P_f}{P_z}. \tag{22}$$

Коэффициент трения качения (коэффициент качения) ведущего колеса будет зависеть и от силы тяги P_m . Это следует из формулы (19), где $(M_\kappa^0 + \frac{K_L}{2\pi})P_m$ представляет собой условный момент сопротивления качению M_f ведущего колеса. Тогда условная сила сопротивления качению ведущего колеса будет равна: $P_f^{ведущ} = \frac{M_\kappa^0 + \frac{K_L}{2\pi} \cdot P_m}{r_\kappa^o}$, и, следовательно,

$$f_{ведущ} = \frac{P_f^{ведущ}}{P_z} = \frac{M_\kappa^0 + \frac{K_L}{2\pi} \cdot P_m}{r_\kappa^o \cdot P_z} = f_o + \Delta f, \quad (23)$$

где $f_o = \frac{M_\kappa^0}{r_\kappa^o \cdot P_z}$ – условный коэффициент качения ведущего колеса в свободном режиме (при $P_m = 0$);

$\Delta f = \frac{K_L}{2\pi \cdot r_\kappa^o \cdot P_z} \cdot P_m$ – приращение коэффициента качения из-за силы тяги.

Потенциально возможная сила тяги ведущего колеса P_κ определится исходя из выражения, полученного по уравнению работ. Именно это уравнение учитывает рассеяние энергии в материале шины и в почве при качении колеса и показывает реальные потери энергии вследствие сопротивления качению. Следовательно,

$$P_\kappa = \frac{M_\kappa}{r_\kappa^o}. \quad (24)$$

Силу тяги ведущего колеса с учетом её влияния на сопротивление качению можно вычислить по формуле

$$P_m = P_\kappa - P_f^{ведущ}. \quad (25)$$

После обычных подстановок и преобразований получим

$$P_m = \frac{\frac{M_\kappa}{r_\kappa^o} \left(1 - \frac{1}{P_z} \right)}{1 + \frac{K_L}{2\pi \cdot r_\kappa^o \cdot P_z}}. \quad (26)$$

Выводы

1. Существующие методы оценки конструкции пневматических тракторных шин нельзя признать исчерпывающими. В лучшем случае определяют только сопротивление качению ведомых колес, и затем полученные результаты распространяют и на другие режимы силового нагружения. При этом считают, что коэффициент трения качения колеса остается неизменным.

2. Полученные зависимости позволяют более точно оценить составляющие потерь мощности на качение эластичного колеса и выработать мероприятия по совершенствованию конструкции пневматических шин.

Литература

1. Кравченко, В.А. Повышение эффективности МТА на базе колёсных тракторов / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, Л.В. Кравченко // Технология колёсных и гусеничных машин. – 2014. – № 6 (16). – С. 45–50.

2. Кравченко, В.А. Оптимизация параметров армирования шин движителей колёсных тракторов / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, И.М. Меликов // Проблемы развития АПК региона: научно-практический журнал. – № 4 (32). – Махачкала: 2017 – С. 126–132.

3. Яровой, В.Г. Моделирование режимов силового нагружения тракторного колеса / В.Г. Яровой, М.А. Коптев // Изв. вузов. Сев.-Кв. регион: Техн. науки, 2004. – Спецвыпуск. – С. 148–151.

4. Петров, В.А. Узловые вопросы теории качения пневматического колеса / В.А. Петров // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – №8. – С. 18–22.

5. Кильчевский, Н.А. Курс теоретической механики (том II) / Н.А. Кильчевский. – М.: Наука: Гл. ред. физ.-мат. лит., 1977. – 544с.

6. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. / Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

7. Оценка ходовых систем тракторов «Кировец» и Т-150 по параметрам воздействия на почву / В.Г. Яровой, А.Ф. Шкарлет, В.А. Оберемок, С.В. Бондарь, Ю.С. Толстоухов // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Техн. науки, 1994. – №3–4. – С. 193–203.

8. К вопросу о моделировании процесса взаимодействия эластичного колеса с почвенным основанием / Аванесян А.М., Оберемок В.А., Сергеев Н.В., Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета, 2020, №155. С. 13–24.

9. Методы оценки воздействия на почву колесных движителей сельскохозяйственных машин / В.Г. Яровой, В.А. Кравченко, В.Ф. Яламов, С.Г. Бурминский, В.П. Шоколов, А.Н. Щеглов // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Техн. науки. – 1994. – №3–4. – С. 179–188.

10. Петров, В.А. Узловые вопросы теории качения пневматического колеса / В.А. Петров // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – №8. – С. 18–22.

References

1. Kravchenko, V.A. Povyshenie jeffektivnosti MTA na baze koljosnyh traktorov / V.A. Kravchenko, V.A. Oberemok, L.V. Kravchenko // Tehnologija koljosnyh i gusenichnyh mashin. – 2014. – № 6 (16). – S. 45–50.
2. Kravchenko, V.A. Optimizacija parametrov armirovanija shin dvizhitelej koljosnyh traktorov / V.A. Kravchenko, V.A. Oberemok, I.M. Melikov // Problemy razvitija APK regiona: nauchno-prakticheskij zhurnal. – № 4 (32). – Mahachkala: 2017 – S. 126–132.
3. Jarovoj, V.G. Modelirovanie rezhimov silovogo nagruzhenija traktornogo kolesa / V.G. Jarovoj, M.A. Koptev // Izv. vuzov. Sev.-Kv. region: Tehn. nauki, 2004. – Specvypusk. – S. 148–151.
4. Petrov, V.A. Uzlovye voprosy teorii kachenija pnevmaticeskogo kolesa/ V.A. Petrov// Traktory i sel'hozmashiny. – 1986. – №8. – S. 18–22.
5. Kil'chevskij, N.A. Kurs teoreticheskoj mehaniki (tom II) / N.A. Kil'chevskij. – M.: Nauka: Gl. red.fiz.-mat.lit., 1977. – 544s.
6. Dinamika sistemy doroga – shina – avtomobil' – voditel'. / Hachaturov A.A., Afanas'ev V.L., Vasil'ev V.S. i dr. – M.: Mashinostroenie, 1976. – 535 s.
7. Ocenka hodovyh sistem traktorov «Kirovec» i T-150 po parametram vozdejstvija na pochvu/ V.G. Jarovoj, A.F. Shkarlet, V.A. Oberemok, S.V. Bondar', Ju.S. Tolstouhov// Izv. vuzov. Sev.-Kav. region. Tehn. nauki, 1994. – №3–4. – S. 193–203.
8. K voprosu o modelirovanii processa vzaimodejstvija j elastichnogo kolesa s pochvennym osnovaniem / Avanesjan A.M., Oberemok V.A., Sergeev N.V., Politematiceskij setetvoj jelektronnyj nacchnyj zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta, 2020, №155. S. 13-24.
9. Metody ocenki vozdejstvija na pochvu kolesnyh dvizhitelej sel'skohozjajstvennyh mashin/ V.G. Jarovoj, V.A. Kravchenko, V.F. Jalamov, S.G. Burminskij, V.P. Shokolov, A.N. Shhegllov// Izv. vuzov. Sev.-Kav. region. Tehn. nauki. – 1994. – №3–4. – S. 179–188.
10. Petrov, V.A. Uzlovye voprosy teorii kachenija pnevmaticeskogo kolesa/ V.A. Petrov// Traktory i sel'hozmashiny. – 1986. – №8. – S. 18–22.