

DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-1-83-88

УДК 629.114.2.001.2

Исследование процесса взаимодействия ведущих колес трактора с грунтовой поверхностью

Докт. техн. наук, проф. В. В. Гуськов¹⁾, асп. А. А. Дзёма¹⁾, студ. А. С. Колола¹⁾, студ. Р. Ю. Макаренко¹⁾, Н. И. Зезетко²⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь),

²⁾ОАО «Минский тракторный завод» (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2017
Belarusian National Technical University, 2017

Резюме. В статье отражены результаты исследования процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью, приведена методика оптимизации системообразующих параметров последнего. Указанный процесс отличается рядом особенностей от процесса качения колеса по твердой поверхности. Грунтовая поверхность представляет собой смесь песчаных и глинистых частиц вместе с растительными остатками и обладает рядом физико-механических свойств, основным из которых является сопротивление почв сжатию и сдвигу. Процесс сжатия определяет глубину колеи и сопротивление движению, а процесс сдвига – сцепные свойства колеса и его касательную силу тяги. При выполнении исследований использованы законы сжатия и сдвига, предложенные профессором В. В. Кацыгиным, как наиболее адекватно отображающие реальные процессы. Движение ведущего колеса по грунтовой поверхности сопровождается буксованием. Выяснено, что наибольшая сила тяги колеса образуется не при стопроцентном буксовании, как считали до сих пор, а при 45–60 % в зависимости от категории почв. Разработанные с учетом этого обстоятельства интегральные уравнения дают возможность рассчитать тягово-сцепные качества ведущих колес проектируемого колесного трактора и оценить его тяговые, скоростные и экономические свойства. Разработана методика оптимизации системообразующих параметров колесного движителя проектируемого трактора, таких как конструктивная и сцепная массы, ширина, диаметр и давление воздуха в шине. Предложенная методика внедрена в практику проектирования колесных тракторов в ОАО «Минский тракторный завод».

Ключевые слова: трактор, ведущие колеса, тягово-сцепное качество, грунтовая поверхность

Для цитирования: Исследование процесса взаимодействия ведущих колес трактора с грунтовой поверхностью / В. В. Гуськов [и др.] // *Наука и техника*. 2017. Т. 16, № 1. С. 83–88. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-1-83-88

Investigation of Process Pertaining to Interaction of Tractor Driving Wheels with Ground Surface

V. V. Guskov¹⁾, A. A. Dzioma¹⁾, A. S. Kolola¹⁾, R. Yu. Makarenko¹⁾, N. I. Zezetko²⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus),

²⁾OJSC “Minsk Tractor Works” (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper presents results of investigations on the process pertaining to interaction of a driving wheel with ground surface and describes methodology for optimization of backbone parameters. The mentioned process has some specific differences in comparison with the process of wheel rolling along hard surface. Ground surface is represented by mixture of sandy and clay particles with plant residues and it has a number of physical and mechanical properties. The main of these properties is resistance of soil against compression and displacement. Compression process determines a track depth and resistance to motion and displacement process determines wheel gripping property and its tangential traction force. While executing the

Адрес для переписки

Гуськов Валерий Владимирович
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 12,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-95-96
trak_atf@bntu.by

Address for correspondence

Guskov Valeriy V.
Belarusian National Technical University
12 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-95-96
trak_atf@bntu.by

investigations laws of compression and displacement proposed by Prof. V. V. Katsygin as the most adequate reflection of actual processes have been used in the paper. Motion of the driving wheel along ground surface is accompanied by its slipping. It has been determined that the maximum wheel traction force is formed not with 100% slipping as it was supposed until present but the value has been obtained at 45–60 % slipping according to soil category. The developed integral equations with due account of the aspect make it possible to calculate road hold characteristics of driving wheels of the designed wheel tractor and evaluate its traction, speed and economic characteristics. Methodology has been developed for optimization of backbone parameters of wheeled running gear in the designed tractor such as design mass and adhesion weight, width, diameter and air pressure in a tire. The proposed methodology has been introduced in designing practice of wheeled tractors at OJSC “Minsk Tractor Works”.

Keywords: tractor, driving wheels, road-hold characteristic, ground surface

For citation: Guskov V. V., Dzioma A. A., Kolola A. S., Makarenko R. Yu., Zezetko N. I. (2017) Investigation of Process Pertaining to Interaction of Tractor Driving Wheels with Ground Surface. *Science and Technology*, 16 (1), 83–88. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-1-83-88 (in Russian)

Введение

Взаимодействие ведущего колеса с грунтовой поверхностью представляет сложный процесс, обусловливаемый разнообразным структурным составом грунтовой поверхности (категориями грунта – глина, песок, снег и т. д.), физическими свойствами (влажность, плотность и т. д.) и сопротивлением грунтов смятию и сдвигу, а также параметрами колеса и приложенными силами и моментами. При взаимодействии ведущего колеса с естественной поверхностью грунтов возникают процессы смятия и сдвига, в результате чего появляются движущая сила (касательная сила тяги F_k) и момент сопротивления движению за счет смятия грунта опорной поверхностью колеса и образования колеи.

Авторами статьи исследованы зависимости, определяющие движущую силу и силу сопротивления движению за счет образования колеи.

Активные и реактивные силы и моменты, приложенные к ведущему колесу

Рассмотрим схему приложения активных и реактивных сил и моментов [1–4] к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной поверхности грунта в неустановившемся режиме при приложении к оси колеса крутящего момента M_k , нормальной нагрузки G и реактивной силы $F_{кр}$ от остова машины. В соответствии с рис. 1, крутящий момент M_k , подводимый к оси ведущего колеса, относительно точки O определяется по формуле

$$M_k = X \cdot r_d + Y \cdot c \pm M_{ин}, \quad (1)$$

где X – горизонтальная составляющая (движущая сила) реакции грунта; Y – вертикальная составляющая реакции грунта, равная вертикальной приложенной нагрузке; $M_{ин}$ – момент инерции вращающихся масс; r_d , c – координаты

приложения реакции грунта; r_d – динамический радиус колеса.

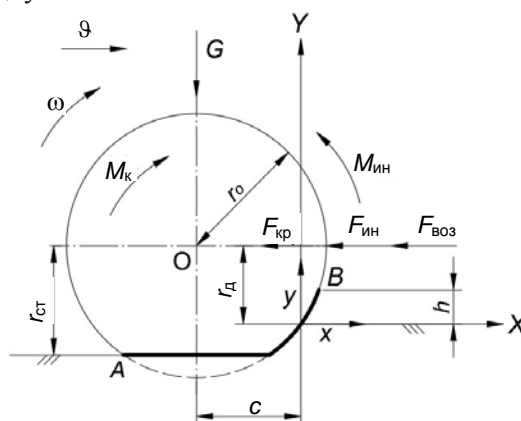


Рис. 1. Схема активных и реактивных сил, приложенных к ведущему колесу

Fig. 1. Scheme of active and reactive forces exerted to driving wheel

Выражение (1) – уравнение моментов, показывающее, что крутящий момент, подводимый к оси ведущего колеса, M_k равен сумме трех моментов:

момента от движущей силы $X \cdot r_d$;

сопротивления $Y \cdot c$, образующегося за счет смятия грунта движителем и создания колеи;

момента инерции $M_{ин} = I \frac{d\omega}{dt}$, возникающего

при неравномерном относительном движении (I – момент инерции масс; ω – угловая скорость).

Если разделить (1) на динамический радиус колеса r_d , то получим тяговый баланс ведущего колеса

$$\frac{M_k}{r_d} = X + Y \frac{c}{r_d} + \frac{M_{ин}}{r_d}, \quad (2)$$

где $\frac{M_k}{r_d}$ – касательная сила тяги; X – движущая

сила; $Y = G$ – нормальная нагрузка; $\frac{c}{r_d} = f$ –

коэффициент сопротивления качению; $Y \frac{c}{r_d} = F_{\text{спр}}$ – сила сопротивления качению, возникающая за счет смятия грунта движителем и образования колеи; $\frac{M_{\text{ин}}}{r_d}$ – инерционная сила, возникающая за счет относительного движения.

Баланс сил ведущего колеса имеет вид

$$F_k = X + F_{\text{спр}} + \frac{M_{\text{ин}}}{r_d}. \quad (3)$$

В свою очередь

$$X = F_{\text{кр}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{воз}}, \quad (4)$$

где $F_{\text{кр}}$ – реакция от остова машины; $F_{\text{ин}} = m \frac{dv}{dt}$ – сила инерции при постоянном движении (m – масса колеса; v – скорость поступательного движения); $F_{\text{воз}}$ – аэродинамическое сопротивление.

После подстановки (3) в (4) тяговый баланс примет вид

$$F_k = F_{\text{кр}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{воз}} + F_{\text{спр}} + \frac{M_{\text{ин}}}{r_d}. \quad (5)$$

Умножив правую и левую части уравнения (5) на скорость поступательного движения v , получим баланс мощности, подводимой к ведущему колесу:

$$P_k = P_{\text{кр}} + P_{\text{ин}} + P_{\text{воз}} + P_{\text{спр}} + P_{\omega},$$

где $P_{\text{спр}}$ – мощность, идущая на преодоление сопротивления движению за счет образования колеи; $P_{\text{воз}}$ – то же сопротивление воздуху; $P_{\text{ин}}$, P_{ω} – мощности, преобразуемые в энергию поступательного и вращательного движений; $P_{\text{кр}}$ – оставшаяся мощность, расходуемая на выполнение полезной работы.

Согласно (5), мощность, подводимая к оси ведущего колеса, равна сумме мощностей, идущих на преодоление.

Проведенный авторами анализ процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью достаточно полный и отвечает реальным условиям, описанным в [3, 5]. Поэтому для исследования данного процесса используем зависимости, предложенные В. В. Гуськовым.

Сила сопротивления качению

Для определения силы сопротивления качению $F_{\text{спр}}$ за счет образования колеи существует много зависимостей. Самая простая из них –

$F_{\text{спр}} = fG$, однако она не позволяет проводить оптимизацию системообразующих параметров колеса, таких как: оптимальная $G_{\text{опт}}$ и предельная G_{lim} нагрузки, диаметр D , ширина b и давление воздуха P_w , коэффициент полезного действия колеса и ряд других параметров. По предложению [6, 7], силу сопротивления качению $F_{\text{спр}}$ целесообразно определять из условий движения ведомого колеса (рис. 2).

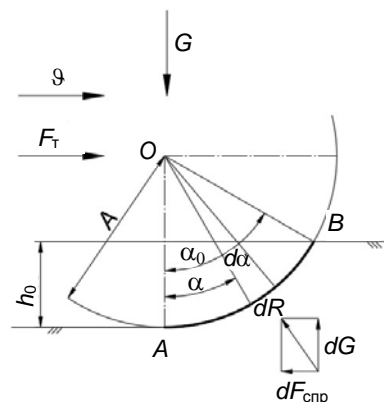


Рис. 2. Схема взаимодействия ведомого колеса с грунтовой поверхностью

Fig. 2. Scheme of interaction for driven wheel with soft surface

При этом принимаются следующие допущения.

1. Элементарные нормальные реакции грунта dR направлены перпендикулярно опорной поверхности колеса и определяются законом, предложенным в [2], а именно:

$$\sigma = \sigma_0 \text{th} \frac{k}{\sigma_0} h, \quad (6)$$

где σ – напряжение смятия; σ_0 – несущая способность грунтовой поверхности; k – коэффициент объемного смятия; h – глубина колеи.

2. Длина сложной опорной поверхности, согласно гипотезе М. Г. Беккера [2], замещается поверхностью жесткого колеса диаметром $D_{\text{пр}}$ (рис. 3), определяемым по формуле

$$D_{\text{пр}} = D_0 + \frac{h_{\text{ш}}}{h} (D_0 - 2h - h_{\text{ш}}), \quad (7)$$

где D_0 – номинальный диаметр реального колеса; $h_{\text{ш}}$ – деформация шины под влиянием нормальной нагрузки; h – глубина колеи.

Поскольку в (7) имеются две неизвестные (h и $h_{\text{ш}}$), то в [3] предложена эмпирическая формула, учитывающая влияние нормальной нагрузки G и сжатия грунта σ_0 :

$$D_{np} = D_0 \left(1 + \frac{10G}{\sigma_0 D_0} \right). \quad (8)$$

Многочисленные эксперименты [2] подтвердили адекватность этой формулы условиям процесса взаимодействия реального колеса с грунтовой поверхностью.

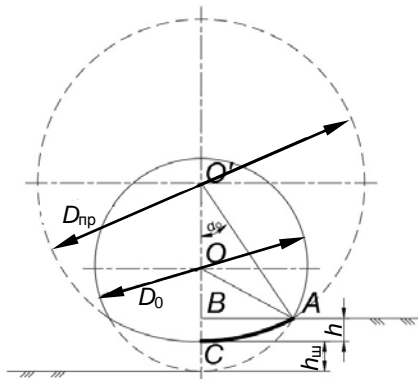


Рис. 3. Замена диаметра эластичного колеса D_0 диаметром жесткого колеса D_{np}

Fig. 3. Change of elastic wheel diameter D_0 by rigid gear diameter D_{np}

3. Колесо движется по горизонтальной поверхности в установившемся режиме. Как показали расчеты, указанные допущения не снижают их точность и адекватность реальным условиям (возможная ошибка – не более 5 %). При схеме, приведенной на рис. 2, и принятых допущениях [5, 8] сила сопротивления качению $F_{сnp}$ и глубина h колеи определяются из следующих уравнений:

$$F_{сnp} = \int_0^{h_0} b \sigma_0 \operatorname{th} \left(\frac{k}{\sigma_0} r_{np} \ln \left(\frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right) \right) dh; \quad (9)$$

$$G = \int_0^{h_0} b \sigma_0 \frac{r_{np} - h}{\sqrt{2r_{np} h - h^2}} \operatorname{th} \left(\frac{k}{\sigma_0} r_{np} \ln \left(\frac{r_{np} - h}{r_{np} - h_0} \right) \right) dh, \quad (10)$$

где b – ширина колеса; r_{np} – приведенный радиус колеса, $r_{np} = \frac{D_{np}}{2}$.

Приведенные уравнения не подлежат точному аналитическому решению. Поэтому для упрощения таких решений принимали ряд допущений, которые позволяли проводить расчеты по следующим формулам:

$$F_{сnp} = 0,5G \sqrt[3]{\frac{G}{kbD_{np}^2}};$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{G^2}{k^2 b^2 D_{np}}}.$$

Однако расчеты по этим формулам давали значительные расхождения с реальными значениями. Поэтому авторы разработали новый алгоритм расчета (9) и (10), заключающийся в следующем. Вначале методом постепенного приближения $h_j \rightarrow h_0$ при заданном G (задавались различные значения h – в пределах до h_0) решали уравнение (10), которое заканчивали при значении h , соответствующем G . Затем из (9) определяли $F_{сnp}$. Решение этих уравнений представлено на рис. 4 для условий движения реального колеса (шина 18.4L-30; $D_0 = 1,52$ м; $b_0 = 0,47$ м; $P_w = 14$ кПа) по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности ($W = 18\%$; $\sigma_0 = 2,18 \cdot 10^6$; $k = 0,057 \cdot 10^6$ Н/м³).

На графике рис. 4 представлены зависимости $F_{сnp}$ и h от нормальной нагрузки, которые позволяют оптимизировать параметры ведущего колеса, т. е. определить при заданных размерах оптимальную G_{opt} и максимальную G_{lim} нагрузки.

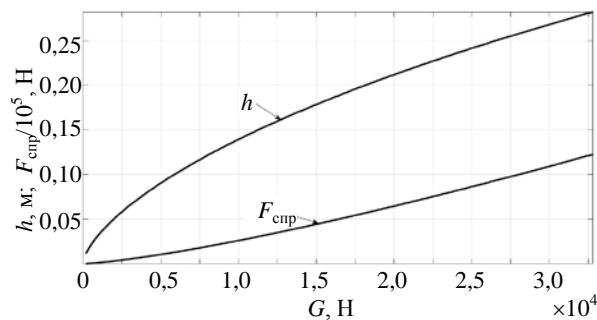


Рис. 4. Зависимость $F_{сnp}$ и h от G

Fig. 4. Dependence of $F_{сnp}$ and h on G

Касательная сила тяги

Как было указано ранее, касательная сила тяги F_k равна сумме реакций X грунта (рис. 1), направленных в сторону движения колеса, т. е. она является потенциальной движущей силой, которую может развить ведущее колесо при заданных условиях движения. Для определения F_k существует много математических зависимостей, наиболее простая из которых – $F_k = \varphi G$, где φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью. Коэффициент φ зависит от механического состава и структуры грунта, его физических свойств, сопротивления грунта сдвигу и срезу, а также от параметров колеса. Чтобы определить $F_k = f(G, D, b, M_k, \dots, W, \sigma_0, k, k_\tau)$, воспользуемся схемой и уравнениями, предложенными в [8–10], которые позволяют оценить влияние каждого из перечисленных факторов на F_k (рис. 5).

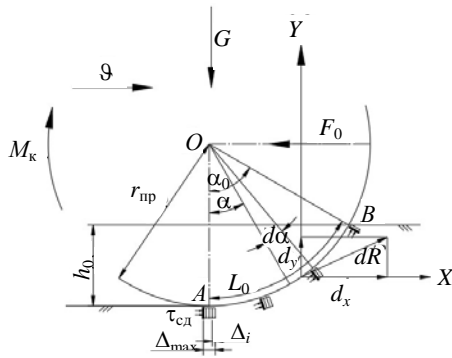


Рис. 5. Схема взаимодействия ведущего колеса с грунтом
Fig. 5. Scheme of interaction for driving wheel with ground

В основе этой методики лежит положение о том, что сдвиг и срез грунтовых кирпичей, зажатых между грунтозацепами, происходят постепенно, т. е. от первого Δ_1 до последнего Δ_i , и зависят от буксования колеса δ . Наибольшие сдвиг и срез грунтового кирпича происходят при выходе последнего из зацепления, при этом он равен $\Delta_{max} = \delta L_{np}$, где L_{np} – приведенная опорная часть колеса, т. е. линия AB на рис. 5.

При расчетах принимали схему рис. 3, когда реальное колесо заменяется жестким с приведенным диаметром D_{np}

$$L_{np} = r_{np} \arctg \sqrt{\frac{2r_{np}h - h^2}{r_{np} - h}} + \sqrt{2r_{np}h}. \quad (11)$$

Тогда F_k определяли при помощи (11)–(13):

$$F_k = \int_0^{\alpha_0} br_{np} f_{ck} q_x \cos \alpha \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{br_{np} \alpha}{k_\tau}} \right) th \left(\frac{br_{np} \alpha}{k_\tau} \right) d\alpha; \quad (12)$$

$$G = \int_0^{\alpha_0} br_{np} f_{ck} q_x \sin \alpha \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{br_{np} \alpha}{k_\tau}} \right) th \left(\frac{br_{np} \alpha}{k_\tau} \right) d\alpha. \quad (13)$$

При этом использовали зависимость между напряжением сдвига $\tau_{сд}$ от деформации Δ , предложенную в [2]:

$$\tau_{сд} = f_{ck} q_x \left(1 + \frac{f_n}{th \frac{\Delta}{k_\tau}} \right) th \frac{\Delta}{k_\tau}. \quad (14)$$

В уравнениях (11)–(14): b – ширина колеса; r_{np} – приведенный радиус колеса; h – глубина колеи; α_0 – угол обхвата опорной поверхности; q_x – давление колеса на грунт; f_{ck} , f_n – коэффициент трения скольжения и покоя; k_τ – то же деформации грунта.

При решении (11)–(14), принимая $q_x = q_{cp} = \frac{G}{bL}$, $\Delta = \delta L_{np}$, $L_{np} = r_{np} \alpha_0$ и $\alpha_0 = \arccos \frac{r_{np} - h}{r_{np}}$, получаем упрощенную формулу

$$F_k = \frac{f_{ck} k_\tau G}{\delta L_{np}} \left(\ln ch \frac{\delta L_{np}}{k_\tau} - f_n \left(\frac{1}{ch \frac{\delta L_{np}}{k_\tau}} - 1 \right) \right). \quad (15)$$

Однако расчеты по (15) приводят к значительным погрешностям. Поэтому более точным решением будет уравнение, в котором q_x и δ изменяются в пределах:

$$q_x \rightarrow 0 \dots q_{max};$$

$$\delta \rightarrow 0 \dots 1,$$

где $q_{max} = 2q_{cp}$; $q_x = 2q_{cp} \frac{x}{L_{np}}$; $L_{np} \rightarrow 0 \dots L_{np}$.

Уравнение (15) примет вид

$$F_k = \int_0^{L_{np}} \int_0^{2q_{cp}} \frac{2bf_{ck}q_{cp}x}{L_{np}} \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{\delta x}{k_\tau}} \right) th \frac{\delta x}{k_\tau} dq_x dx. \quad (16)$$

Решение (16) в функции от буксования δ при различных нормальных нагрузках при качении колеса 18.4L-30 по горизонтальной поверхности стерни суглинка приведено на рис. 6. При этом $f_{ck} = 0,76$; $f_n = 0,78$.

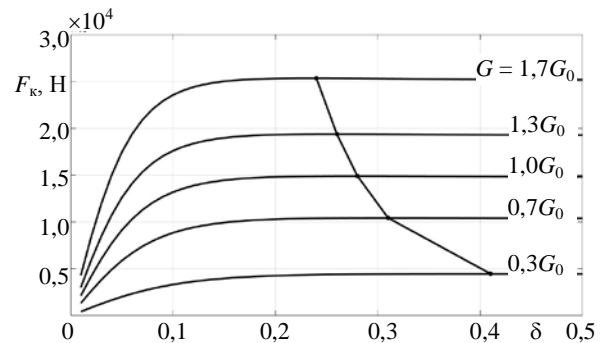


Рис. 6. Зависимость F_k от δ

Fig. 6. Dependence F_k on δ

Из рис. 6 видно, что максимальная сила тяги F_k для разной весовой нагрузки G_0 развивается при различном буксовании δ : при больших весовых нагрузках буксование меньше, при меньших – больше. Расчетные значения подтверждены результатами испытаний.

Оптимизация параметров ведущего колеса

Выражения (9), (10), (16) позволяют оценить тягово-сцепные свойства ведущих колес

проектируемого трактора. В качестве критерия оптимизации при выборе параметров колеса и оптимальных и предельных нагрузок использовали коэффициент полезного действия колеса η_k

$$\eta_k = \eta_0 \eta_{спр} = (1 - \delta_{F_{kmax}}) \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_{kmax}} \right), \quad (17)$$

где η_0 – КПД, учитывающий буксование; $\delta_{F_{kmax}}$ – буксование при F_{kmax} (рис. 6); F_{kmax} – максимальная сила тяги.

При этом можно решать две задачи:

1) при заданных параметрах колеса определить оптимальную $G_{опт}$ и предельную G_{lim} нагрузки:

$$\frac{d\eta_k}{dG_{опт}} = 0; \quad \frac{d\eta_k}{dG_{lim}} = 0; \quad (18)$$

2) при заданном значении вертикальной нагрузки G определить оптимальные параметры колеса

$$\frac{d\eta_k}{d(D, b, P_w)} = 0. \quad (19)$$

Решение первой задачи (уравнение (18)) приведено на рис. 7: при заданных параметрах колеса D, b, P_w найти оптимальное $G_{опт}$ и предельное G_{lim} значения вертикальных нагрузок. Из рис. 7 видно, что для шины 18.4L-30 оптимальная нагрузка составляет $G_{опт} = 10229$ Н.

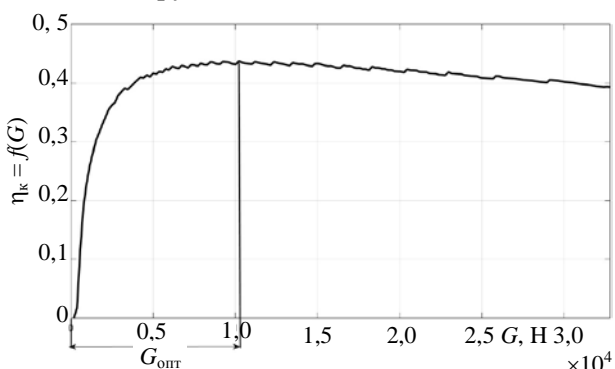


Рис. 7. Определение зависимости $\eta_k = f(G)$

Fig. 7. Determination of dependence $\eta_k = f(G)$

ВЫВОД

1. Полученные уравнения (9), (10), (16) позволяют более точно (адекватно реальным) определить тягово-сцепные свойства ведущих колес проектируемого трактора, а также оптимизировать необходимые параметры колеса при заданной нагрузке или же при заданных

параметрах колеса определить оптимальную и предельную нагрузки. В качестве критерия оптимизации следует принимать коэффициент полезного действия колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агейкин, Я. С. Проходимость автомобилей / Я. С. Агейкин. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
2. Беккер, М. Г. Введение в теорию систем местность – машина / М. Г. Беккер; пер. с англ. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1973. 519 с.
3. Гуськов, В. В. Тракторы. Часть II: Теория / В. В. Гуськов. Минск: Вышэйш. шк., 1977. 384 с.
4. Динамика системы дорога – шина / под общ. ред. А. А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 536 с.
5. Ксиневиц, И. П. Ходовая система почва – урожай / И. П. Ксиневиц, В. А. Скотников, М. И. Ляско. М.: Агропромиздат, 1985. 304 с.
6. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория / В. П. Бойков [и др.]; под общ. ред. В. П. Бойкова. Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. 543 с.
7. Неймарк, Ю. И. Динамика негोलомных систем / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. М.: Наука, 1967. 520 с.
8. Силаев, А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А. А. Силаев. М.: Машиностроение, 1971. 241 с.
9. Тракторы: теория / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.

Поступила 18.05.2016

Подписана в печать 03.11.2016

Опубликована онлайн 30.01.2017

REFERENCES

1. Ageykin Ya. S. (1981) *Off-Road Capability of Vehicles*. Moscow, Mashinostroyeniye. 232 (in Russian).
2. Bekker M. G. (1969) *Introduction to Terrain-Vehicle Systems*. Michigan, the University of Michigan Press, Ann Arbor. 846.
3. Guskov V. V. (1977) *Tractors. Part II. Theory*. Minsk, Vysheyshaya Shkola. 384 (in Russian).
4. Khachaturov A. A., Afanasev V. L., Vasilev V. S., Goldin G. V., Dodonov B. M., Zhigarev V. P., Koltsov V. I., Iurik V. S., Iakovlev E. I. (1976) *Dynamics of Road – Tire System – the Car – the Driver*. Moscow, Mashinostroyeniye. 536 (in Russian).
5. Ksinevich I. P., Skotnikov V. A., Lyasko M. I. (1985) *Soil – Harvest Propulsion System*. Moscow, Agropromizdat Publ. 304 (in Russian).
6. Boikov V. P., Guskov V. V., Korobkin V. A., Ravino V. V., Uss I. N. (2012) *Multi-Functional Tracked and Wheeled Vehicles. Theory*. Minsk, Novoye Znanie. Moscow, INFRA-M. 543 (in Russian).
7. Neymark Yu. I., Fufaev N. A. (1967) *Dynamics of Non-Holonomic Systems*. Moscow, Nauka. 520 (in Russian).
8. Silaev A. A. (1971) *Spectral Theory of Transport Machine Cushioning*. Moscow, Mashinostroyeniye. 241 (in Russian).
9. Guskov V. V., Velev N. N., Atamanov Iu. E., Bocharov N. F., Ksinevich I. P., Solonskii A. S. (1988) *Tractors: Theory*. Moscow, Mashinostroyeniye. 376 (in Russian).

Received: 18.05.2016

Accepted: 03.11.2016

Published online: 30.01.2017