

УДК 629.113

В. В. Гуськов, А. С. Поварехо

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЯ МНОГООСНЫХ КОЛЁСНЫХ МАШИН

UDC 629.113

V. V. Guskov, A. S. Povarekho

SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS FOR THE WHEEL DRIVE OF MULTI-AXLE WHEELED VEHICLES

Аннотация

Рассмотрен процесс взаимодействия движителя колесной машины с грунтовой поверхностью и определены тягово-сцепные свойства колеса в зависимости от физико-механических свойств грунтовой поверхности. В качестве критерия эффективности был принят тяговый коэффициент полезного действия колеса.

Для проверки предложенной методики приводится пример решения задачи оптимизации нормальной нагрузки на ведущее колесо, оборудованное шиной 580/70R42.

Ключевые слова:

тягово-сцепные свойства, ведущее колесо, движитель, глубина колеи, касательная сила тяги, буксование, оптимизация, тяговый коэффициент полезного действия.

Abstract

The article describes the interaction of the propulsion system with the ground surface and determines the traction and coupling properties of the wheel depending on the physicomachanical properties of the ground surface. As a criterion of efficiency, a traction coefficient of wheel efficiency has been adopted.

To test the proposed method, an example for solving the problem of optimizing the normal load on the driving wheel with a 580/70R42 tire is given.

Keywords:

traction and coupling properties, driving wheel, propulsion system, track depth, tangential force of traction, slipping, optimization, traction coefficient.

Введение

Вопросы, связанные с исследованием тяговых качеств колесных машин, рассматриваются в [1–3]. Следует отметить, что для машины в целом тяговые и динамические качества принято оценивать тяговым КПД и динамическим фактором [3, 4].

Однако каждое из колес функционирует в определенных условиях с точки зрения вертикальной нагрузки, подводимого крутящего момента, условий движения. Кроме того, для некоторых

машин колеса мостов имеют различные размеры. В связи с этим особый интерес представляет оценка вклада каждого отдельного колеса в общую тяговую динамику многоосной колесной машины (МКМ) при ее движении по грунтовой поверхности.

Тягово-сцепные свойства колеса зависят от большого числа параметров. К ним относятся конструктивные параметры машин, с одной стороны, и физико-механические свойства грунтовой поверхности – с другой.

Основные конструктивные пара-



метры: нормальная нагрузка на колесо G , параметры движителя – диаметр D и ширина b , давление в шинах p_w , высота h_r , шаг t_r и конфигурация грунтозацепов и др.

Основные физико-механические свойства грунтов: сопротивление грунтовой поверхности сжатию σ и сдвигу τ . Большое влияние на тяговые и динамические характеристики машины оказывает влажность грунта:

$$W = \frac{Q_{\text{вод}}}{Q_{\text{обр}}} \cdot 100 \%,$$

где $Q_{\text{вод}}$ – вес воды в исследуемом образце грунта; $Q_{\text{обр}}$ – вес всего образца.

Тягово-сцепные свойства МКМ также зависят от категории грунта – минеральный или торфяно-болотный, вида грунтовой поверхности – целина, залежь, пахота и т. д.

Целью данного исследования яв-

ляется оптимизация параметров движителя МКМ при движении по грунтовой поверхности.

В качестве критерия эффективности был принят тяговый коэффициент полезного действия колеса.

Выбор рациональных параметров движителя

Как указывалось ранее, при проектировании колёсной машины возникают вопросы выбора параметров её движителя при заданной нагрузке на колесо или определение оптимальной нормальной нагрузки при заданных параметрах колеса.

Многообразие конструктивных и компоновочных решений шасси колесных машин (рис. 1 и 2) усложняет подбор шин и нагрузочных режимов работы колес отдельных мостов.



Рис. 1. Некоторые варианты компоновок колесных шасси

Компоновочные решения могут отличаться числом мостов колесной машины, количеством ведущих и ведомых, управляемых и неуправляемых колес, характером их расположения вдоль базы машины. Могут использоваться сдвоенные и строенные тележки. Все это приводит к тому, что нагрузки на колеса и условия их движения оказыва-

ются различными. Поэтому выбор колесной схемы шасси, характера перевозимого груза, распределения нагрузки вдоль грузовой платформы необходимо производить из условия обеспечения наибольшей эффективности работы колес ведущих мостов с точки зрения наилучшей реализации тяговых и динамических качеств. Все это позволит по-

высить тягово-сцепные качества машины, топливную экономичность и произ-

водительность в целом.



Рис. 2. Схемы шасси колесных тракторов и тракторных агрегатов

В зависимости от типа подвода крутящего момента к ведущим колесам (дифференциальный или блокированный), условий движения (прямолинейное или на повороте), конструктивных особенностей трансмиссии колесо может работать в тяговом или тормозном режиме. Рассмотрим движение колеса в тяговом режиме.

Расчетная схема движения ведущего колеса с учетом действующих на него сил представлена на рис. 3.

На данном рисунке приняты следующие обозначения: r_0 , $r_{ст}$, $r_д$ – номинальный, статический и динамический радиусы колеса; s – координата точки O'' приложения реакции грунтовой

поверхности; $M_{кр}$, $M_{ин}$ – крутящий момент и момент инерции, приложенные к центру O колеса; h и $h_{ш}$ – глубина колеи и деформация шины под действием нормальной нагрузки G ; $F_{ост}$, $F_{ин}$, $F_{воз}$ – силы сопротивления остова машины, инерции и сопротивления воздуха.

Анализ рабочих процессов ведущего колеса в ходе его движения позволил сделать предположение, что в качестве комплексного показателя эффективности реализации тяговых свойств можно использовать коэффициент полезного действия ведущего колеса. Коэффициент полезного действия ведущего колеса η_k определяется согласно выражению



$$\eta_k = (1 - \delta) \cdot \left(1 - \frac{F_{\text{спр}}}{F_k}\right),$$

смятия грунта двигателем и образования колеи; F_k – касательная сила тяги; δ – буксование.

где $F_{\text{спр}}$ – сила сопротивления за счет

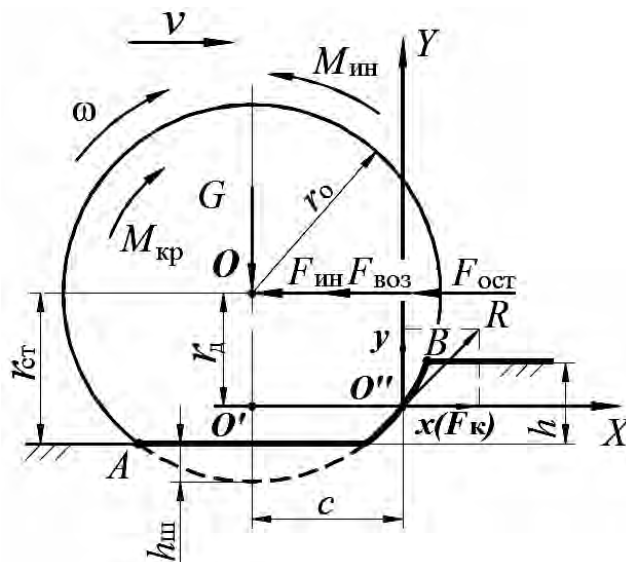


Рис. 3. Схема сил и моментов, приложенных к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме

Предлагается метод оптимизации параметров колеса и его нагрузки, когда в качестве критерия эффективности (целевой функции) принимается коэффициент полезного действия ведущего колеса η_k .

Для определения параметров, входящих в формулу коэффициента полезного действия колеса, была использована

на расчетная схема (см. рис. 3). На основе принципа Даламбера были составлены уравнения равновесия сил и моментов, приложенных к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме:

$$\begin{cases} \sum X = x - F_{\text{ост}} = 0; & x = F_{\text{ост}}; \\ \sum Y = y - G = 0; & y = G; \\ \sum M_0 = y \cdot c + x \cdot r_d - M_{\text{кр}} = 0; & M_{\text{кр}} = y \cdot c + x \cdot r_d. \end{cases} \quad (1)$$

С учетом приведенных на рис. 3 обозначений сила сопротивления движению за счёт смятия грунта колесом и образования колеи

$$F_{\text{спр}} = y \cdot \frac{G}{r_d} = G \cdot \frac{c}{r_d} = f \cdot G,$$

где f – коэффициент сопротивления

движению за счет образования колеи.

Реакция x представляет движущую силу, которую обозначим как $F_k = x$.

Для определения величин, входящих в систему уравнений (1), профессор В. В. Гуськов [6] разработал теоретические основы процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью. Они базируются на совре-



менных положениях теории механики грунтов при приложении динамических нагрузок и зависимостях сопротивлений грунта сжатию и сдвигу, предложенных профессором В. В. Кацыгиным [7].

В частности, напряжение сжатия грунта определяется по формуле

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \text{th} \left(\frac{k}{\sigma_0} \cdot h \right),$$

где σ_0 – несущая способность грунта; k – коэффициент объемного смятия грунта; h – глубина погружения штампа.

Напряжения сдвига, возникающие при деформации грунта,

$$\tau = f_{\text{ск}} \cdot q_x \cdot \left(1 + \frac{f_{\text{п}}}{\text{ch} \frac{\Delta}{k_{\tau}}} \right) \cdot \text{th} \frac{\Delta}{k_{\tau}},$$

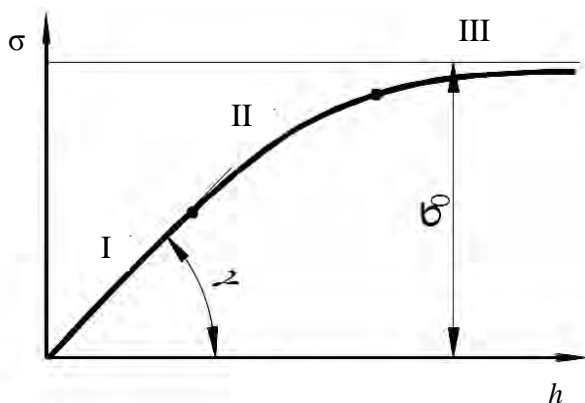


Рис. 4. Зависимость напряжений сжатия от деформации ($k = \text{tg } \gamma$)

где q_x – давление колеса на грунт; $f_{\text{ск}}$ – коэффициент трения скольжения; $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения покоя; k_{τ} – коэффициент деформации грунта; Δ – деформация сдвига.

Графическое изображение зависимости напряжений сжатия грунта приведено на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что имеется три участка этой зависимости: участок I отражает упругую деформацию; участок II – пластическую; участок III – течение грунта.

Графическое изображение зависимости напряжений сдвига, возникающих при деформации грунта, приведено на рис. 5.

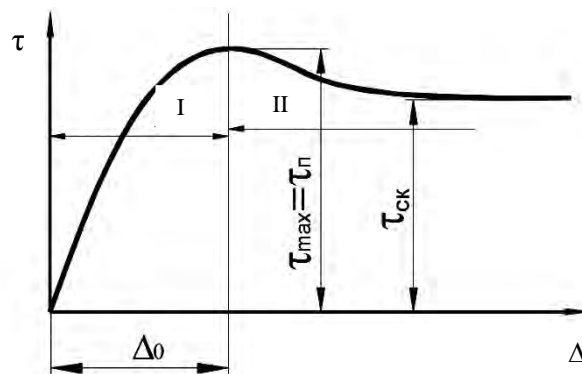


Рис. 5. Зависимость напряжений сдвига от деформации

На рис. 5 видно, что напряжения сдвига достигают максимума при некоторой деформации Δ_0 , а затем снижаются. Это явление объясняется тем, что на участке I грунт уплотняется (трение покоя), а на участке II – сдвигается (трение скольжения).

На основе положений механики грунтов получены математические выражения для определения силовых параметров, действующих на колесо. Указан-

ные показатели предлагается определить согласно разработанному алгоритму процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью, предложенному профессором В. В. Гуськовым [6].

При этом были приняты следующие допущения.

1. Колесо движется под действием приложенного к нему крутящего момента $M_{\text{кр}}$ в установившемся режиме по горизонтальной поверхности.



2. При рассмотрении процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью используются механические характеристики грунтов, для определения которых применяются математические зависимости, предложенные профессором В. В. Кацыгиным [7].

3. Номинальный диаметр D_0 реального колеса заменяется приведенным диаметром $D_{пр}$ жесткого колеса соглас-

но расчетной схеме (рис. 6) [6].

$$r_{пр} = \frac{h + [2\sqrt{r_0 \cdot h_{ш}} - h_{ш}^2 + \sqrt{2r_0 \cdot h - h^2}]^2}{2h}$$

4. Реакции грунта направлены перпендикулярно опорной поверхности колеса.

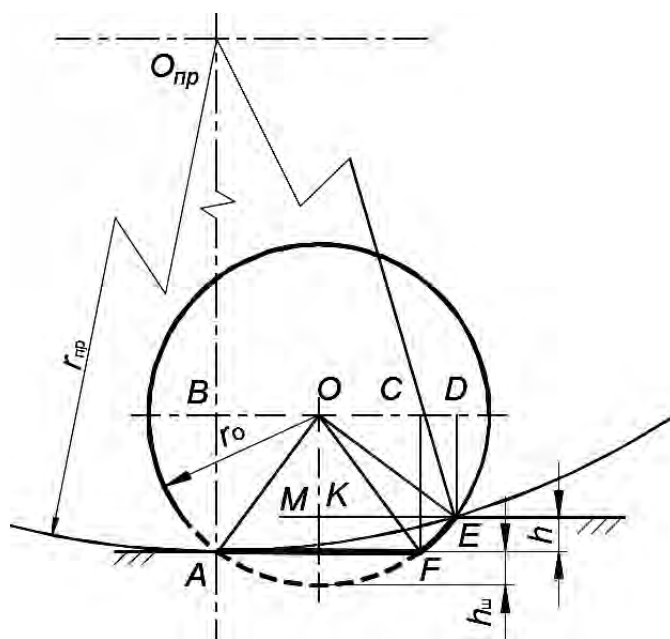


Рис. 6. Схема приведения номинального радиуса r_0 шины к радиусу $r_{пр}$ жесткого колеса

В соответствии с вышеизложенными допущениями сила сопротивления движению

$$F_{спр} = \int_0^{h_0} b \cdot \sigma_0 \times \text{th} \left[\frac{k}{4b \cdot \sigma_0} \cdot D_{пр} \cdot \ln \left(\frac{D_{пр} - h}{D_{пр} - h_0} \right) \right] dh, \quad (2)$$

где b – ширина колеса; $D_{пр}$ – приведенный диаметр колеса; h_0 – деформация грунта при соответствующей вертикальной нагрузке.

Вертикальная нагрузка, приводящая к деформации грунта на величину h_0 ,

$$G = \int_0^{h_0} \frac{b \cdot \sigma_0 \cdot (D_{пр} - 2h)}{2\sqrt{D_{пр} \cdot h - h^2}} \times \text{th} \left[\frac{k}{4b \cdot \sigma_0} \cdot D_{пр} \cdot \ln \left(\frac{D_{пр} - h}{D_{пр} - h_0} \right) \right] dh. \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) решаются методом приближений – сначала из уравнения (3) определяется величина h_0 ($0 \dots h_0$), а затем величина $F_{спр}$ из уравнения (2).

На основе предложенных математических моделей с учетом предложенных зависимостей, описывающих буксование ведущего колеса [6], оценка оп-



тимальных условий работы двигателя колесной машины может производиться в двух направлениях.

1. Определяется оптимальная вертикальная нагрузка на колесо при его заданных конструктивных параметрах, т. е. решается уравнение вида

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial G} \rightarrow 0.$$

2. Определяются конструктивные параметры колеса при заданной нагрузке:

$$\frac{\partial \eta_k}{\partial (D_0, b_0, p_w, \dots)} \rightarrow 0.$$

Для верификации предложенной методики приводится пример решения задачи оптимизации нормальной G нагрузки на ведущее колесо (шина 580/70R42) с размерами: $D_0 = 1,9$ м; $b_0 = 0,714$ м при давлении $p_w = 0,2$ МПа, движущееся по стерне суглинка нормальной влажности ($w = 16$ %). Грунт имеет следующие физико-механические свойства: $f_{ск} = 0,76$; $f_{п} = 0,79$; $k_{\tau} = 0,04$ м; $\sigma_0 = 1,58 \cdot 10^6$ Н/м²; $k = 0,58 \cdot 10^6$ Н/м³.

На рис. 7 представлены результаты расчета тягово-сцепных свойств указанной шины в зависимости от нормальной нагрузки.

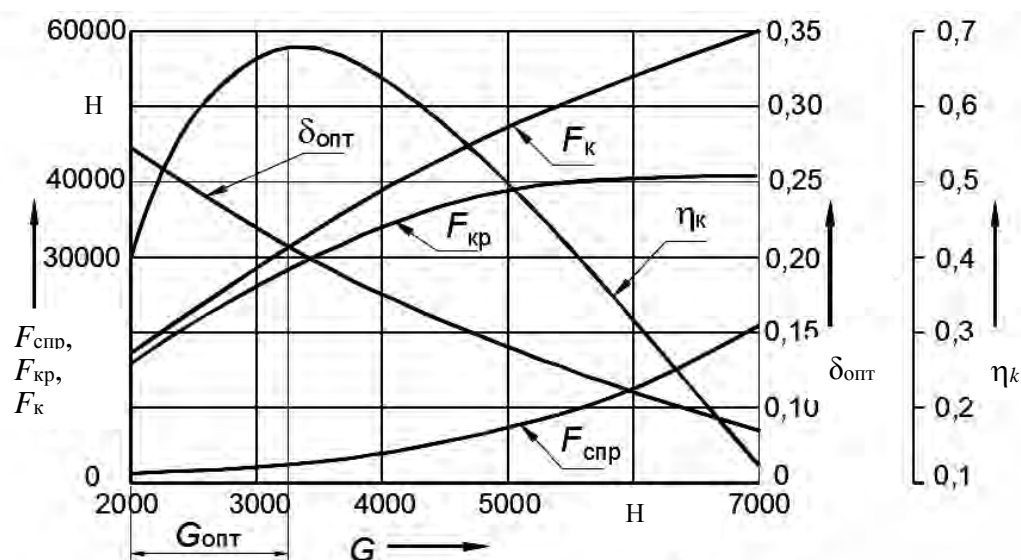


Рис. 7. Тягово-сцепные свойства шины 580/70R42 в зависимости от вертикальной нагрузки

Здесь $\delta_{\text{опт}}$ – буксование при наибольшей касательной силе тяги колеса $F_{\text{к}}$; $F_{\text{кр}}$ – крюковое усилие. Крюковое усилие представляет полезное усилие, реализуемое колесом, и определяется как

$$F_{\text{кр}} = F_{\text{к}} - F_{\text{спр}}.$$

Как видно из представленных графических зависимостей, с ростом вер-

тикальной нагрузки на колесо происходит рост касательной силы тяги $F_{\text{к}}$, силы сопротивления движению колеса $F_{\text{спр}}$ и, соответственно, реализуемой крюковой нагрузки $F_{\text{кр}}$.

При этом зависимость коэффициента полезного действия колеса η_k имеет ярко выраженный максимум, соответствующий вертикальной нагрузке $G_{\text{опт}} = 32,5$ кН.



Заклучение

В ходе проведенных исследований получены следующие результаты.

1. Разработанная модель взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью позволяет с достаточной точностью определить тягово-сцепные и экономические свойства колесного движителя МКМ.

2. Предложенный метод оптими-

зации при использовании в качестве критерия эффективности тягового коэффициента полезного действия колеса позволяет определить рациональные параметры проектируемого колесного движителя, обладающего высокой эффективностью и экономичностью.

3. Указанный метод был внедрён в практику проектирования перспективных колесных тракторов семейства «Беларус» Минского тракторного завода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Львов, Е. Д.** Теория трактора: учебник для вузов / Е. Д. Львов. – 5-е изд., перераб. и сокр. – Москва: Машгиз, 1960. – 252 с.
2. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев; под общ. ред. заслуж. деят. науки и техники РСФСР, д-ра техн. наук, проф. А. А. Хачатурова. – Москва: Машиностроение, 1976. – 535 с.
3. **Попп, К.** Ground Vehicle Dynamics / K. Popp, W. Schiehlen. – Springer, 2010. – 366 p.
4. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов в 3 т. / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Г. И. Гладов; под ред. А. А. Полунина. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – Т. 1. – 496 с.
5. **Беккер, М. Г.** Введение в теорию местности колесных машин: пер. с англ. / М. Г. Беккер. – Москва: Машиностроение, 1973. – 519 с.
6. **Гуськов, В. В.** Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – Москва: Машиностроение, 1966. – 195 с.
7. **Кацыгин, В. В.** Некоторые вопросы деформации почв. Вопросы сельскохозяйственной механики / В. В. Кацыгин. – Минск: Урожай, 1964. – Т. XIII. – С. 28–43.

Статья сдана в редакцию 21 июня 2019 года

Валерий Владимирович Гуськов, д-р техн. наук, проф., заслуженный деятель науки и техники БССР, лауреат Государственной премии РБ в области науки и техники, Белорусский национальный технический университет. E-mail: aspov@yandex.ru.

Александр Сергеевич Поварехо, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: povarekho@bntu.by.

Valery Vladimirovich Guskov, DSc (Engineering), Prof., Honored Worker of Science and Technology of the BSSR, Laureate of the State Prize of the Republic of Belarus in Science and Technology, Belarusian National Technical University. E-mail: aspov@yandex.ru.

Aleksandr Sergeevich Povarekho, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: povarekho@bntu.by.