

Cheslav Iosifovich ZHDANOVICH

Белорусский национальный технический университет, Минск – Беларусь
Belorusskij nacional'nyj tekhnicheskij universitet, Minsk – Belarus'

Aleksandr Nikolaevich ORDA

Белорусский государственный аграрный технический университет, Минск – Беларусь
Belorusskij gosudarstvennyj agrarnyj tekhnicheskij universitet, Minsk – Belarus'

Jan Radosław KAMIŃSKI

Katedra Maszyn Rolniczych, SGGW w Warszawie, Polska

Maciej KUBOŃ

Instytut Inżynierii Rolniczej i Informatyki, Uniwersytet Rolniczy im. Hugo Kołłątaja w Krakowie, Polska

e-mail: jan_kaminski@sggw.pl, maciej.kubon@ur.krakow.pl

Received: 2017-02-23 ; Accepted: 2017-03-12

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ХОДОВЫХ СИСТЕМ TEORETICZESKIE ISSLEDOVANIYA SOPROTIVLENIYA DVIZHENIYU KHODOVYKH SISTEM

Резюме

В статье приведен анализ используемых в теории транспортных средств зависимостей сопротивления движению колесных и гусеничных движителей. Показано, что имеющиеся научные разработки не учитывают особенностей деформирования почвы при циклических нагружениях опорными катками. Обоснованы зависимости сопротивления движению многоопорных движителей. Предложенные зависимости сопротивления движению колес и опорных катков гусеничного движителя учитывают характер деформации почвы при повторных нагружениях. Учитывается также перепад напряжений при каждом последующем нагружении. Определены сопротивление качению i-го опорного катка и суммарная сила сопротивления качению гусеничного движителя при различных режимах нагружения.

Ключевые слова: сопротивление, движение, трактор, нагружение

THEORETICAL RESEARCH OF RESISTANCE MOTION OF RUNNING SYSTEMS

Summary

The paper presents the analysis of means of transportation used in the theory and relations of resistance motion of wheel and full-track propellers. It is shown that the available scientific studies leave out singularities of deformation of soil at cyclical loadings by ground wheels. Presented relations of resistance motion of sprockets and reference ground wheels of a full-track propeller take into account a nature of soil deformation at repeated loadings. The decrease in contact stress is also taken in consideration at each subsequent loading. Rolling resistance of a reference ground wheel and overall resistance force of a rolling of a full-track propeller at different conditions of loading are defined.

Key words: resistance, boring, tractor, load

BADANIA TEORETYCZNE OPORÓW PRZETACZANIA UKŁADÓW JEZDNYCH

Streszczenie

W artykule przytoczono analizę stosowanych w teorii środków transportowych zależności opisujących opory przetaczania podwozi kołowych i gąsienicowych. Wykazano, że dotychczasowe badania naukowe nie uwzględniają osobliwości odkształcania gleby przy cyklicznych obciążeniach układami jezdny podwozi. Określono zależności oporów przetaczania układów jezdnych od parametrów eksploatacyjnych. Przedstawiono zależności oporów przetaczania podwozi kołowych i kół podporowych gąsienicy uwzględniają charakter deformacji gleby przy kolejnych obciążeniach. Uwzględniają także spadek naprężeń kontaktowych przy każdym następnym obciążeniu. Określono opory przetaczania i-tego koła podporowego i sumaryczne opory przetaczania układu gąsienicowego przy różnych obciążeniach.

Słowa kluczowe: opór, przetaczanie, ciągnik, obciążenie

1. Введение

Исследованию процесса сопротивления движению колесных и гусеничных движителей посвящены работы многих ученых. В результате исследований установлено, что сопротивление движению вызывается совокупным действием следующих факторов [4, 5, 8, 11, 14]:

1. гистерезисными необратимыми потерями в материале основания (почве);
2. гистерезисными необратимыми потерями в материале движителя;

3. проскальзыванием в отдельных областях пятна контакта поверхности колеса или гусеницы по грунту в процессе перекачивания;
4. гистерезисными потерями из-за сжатия и разрушения микронеровностей на трассе движения движителя;
5. молекулярным и электростатическим взаимодействием поверхностей движителя и почвы;
6. гидродинамическими потерями в пятне контакта из-за наличия воды на поверхности почвы.

Наиболее существенным в проблеме проходимости машин является снижение затрат энергии на деформацию почвы опорными поверхностями

двигателя. Решение этого вопроса будет способствовать снижению уровня воздействия двигателей на почву, а следовательно, улучшению агроэкологических свойств ходовых систем машинно-тракторных агрегатов. В настоящее время отсутствуют эффективные методы расчета сопротивления движению гусеничных двигателей, учитывающие повторность нагружений и перепад нагрузок при последующих проходах опорных катков.

2. Методы и подходы

В зависимости от условий передвижения преобладают те или иные причины, вызывающие сопротивление движению. При передвижении машинно-тракторных агрегатов по мягким почвам затраты энергии обусловлены, в основном, потерями на необратимые деформации материала основания. Исходя из этого предложена зависимость сопротивления качению колеса F_f , учитывающего глубину следа [5]:

$$F_f = \frac{5}{6} \sqrt{\frac{hG}{D}}, \quad (1)$$

где: h – глубина следа, м;

D – диаметр колеса, м;

G – нагрузка на колесо, Н.

Из исследований В. П. Горячкина [8] следует, что при качении ведомого колеса почва сжимается по нормали к элементам окружности и вращение его не влияет на смятие почвы. Исходя из этих предпосылок им получено, что сила сопротивления качению жесткого ведомого колеса по почве равна:

$$F_f = 0,86G^3 \sqrt{\frac{G}{kbD^2}}, \quad (2)$$

где: k – коэффициент объемного смятия почвы, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-3}$;

b – ширина колеса, м.

При качении эластичного колеса по почве происходит деформация шины и почвы. Эластичное колесо образует большую опорную поверхность, чем жесткое колесо того же размера. Для определения сопротивления качению пневматического колеса предлагается условно заменить его жестким, имеющим больший диаметр [9]. Исходя из этих предпосылок, предложена следующая зависимость сопротивления качению эластичного колеса по почве [13]:

$$F_f = 0,5 \sqrt{\frac{k_u G^4}{k(k_u + k)^2 b D_1}}, \quad (3)$$

где: k_u – коэффициент деформации шины;

D_1 – приведенный диаметр эластичного колеса, м;

$D_1 = D(1 + \varepsilon_p)$,

где ε_p – коэффициент, равный отношению радиальной деформации шины к деформации почвы.

Известен также другой подход к определению сопротивления качению эластичного колеса по деформируемому основанию. А.Е. Омелянов [10] предложил формулу для определения коэффициента сопротивления качению эластичного колеса, в которой удельные затраты энергии на деформацию почвы и шины учитываются отдельными слагаемыми:

$$f = c_1 \sqrt[3]{\frac{p_w}{kD}} + c_2 \sqrt[3]{\frac{G}{p_w D^2}}, \quad (4)$$

где: c_1 и c_2 – опытные коэффициенты;

p_w – давление воздуха в шине, Па.

Авторы работы [10] считают, что при качении пневматической шины по деформируемому основанию преобладают деформации сдвига почвы по сравнению с ее смятием. Ими предложена следующая зависимость коэффициента сопротивления качению пневматического колеса:

$$f = \sqrt[3]{\frac{p_w}{\sigma_{cd} BD}} + c \rho \sqrt[3]{\frac{G}{p_w D^2}}, \quad (5)$$

где:

σ_{cd} – коэффициент сдвига почвы под колесом, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-4}$;

ρ – коэффициент учитывающий уменьшение деформации шины при ее качении по деформируемому основанию;

c – опытный коэффициент.

При расчетах силы сопротивления движению гусеничного движителя М. Беккер [2] допускал, что не имеется существенного различия в процессе взаимодействия колеса и гусеницы с грунтом. Им предложена следующая формула для определения сопротивления движению гусеницы за счет деформации почвы:

$$F_f = \frac{1}{(m+1)(k_c + bk_\varphi)^{\frac{1}{m}}} \left(\frac{G}{L}\right)^{\frac{m+1}{m}}, \quad (6)$$

где: m – показатель деформируемости почвы;

k_c – коэффициент сцепления почвы;

k_φ – коэффициент трения почвы;

L – длина опорной поверхности гусеницы, м.

В математической модели, описываемой формулой (6), взаимодействие гусеницы с грунтом моделировалось штампом-пластиной большой длины с одинаковыми давлениями на почву. В работе Дж Вонга [7] указывается на необходимость учитывать бульдозерное сопротивление, действующее на переднюю часть гусеницы.

При движении гусеничного трактора возникают внутренние и внешние сопротивления движению. Внешние сопротивления, обусловленные образованием следа, состоят из сопротивлений деформации почвы лобовым участком гусеницы и деформации почвы опорной частью гусеницы. Первая составляющая силы сопротивления качению, обусловленная сопротивлением почвы деформированию лобовым участком гусеницы, равна [9]:

$$F_{f1} = \frac{2bp_0^2 \eta_\delta}{k} \ln ch \frac{q_{cp}}{p_0 \eta_\delta}, \quad (7)$$

где: p_0 – предел несущей способности почвы, Па;

q_{cp} – давление, Па;

η_δ – приведенный Коэффициент Полезного Действия (КПД) буксования.

Вторая составляющая силы сопротивления движению гусеничной ходовой системы, обусловленная затратами энергии на деформацию почвы опорной частью гусеницы равна [9]:

$$F_{f2} = \frac{2bp_0^2}{k} \ln ch \frac{\Delta q}{p_0}, \quad (8)$$

где: $\Delta q = q_{max} - q_{min}$ – разность давлений, Па.

Из работы Гуськов, Велев и др. [9] следует, что уплотнение почвы на лобовом участке движителя происходит под влиянием минимального давления q_{min} , а уплотнение грунта опорной ветвью определяется разностью давлений. Исходя из этого общее сопротивление движению гусеничного движителя равно [9]:

$$F_f = \frac{2p_0^2 b \eta_\delta}{k} \ln ch \frac{q_{min}}{p_0 \eta_\delta} + \frac{2p_0^2 b}{k} \ln ch \frac{\Delta q}{p_0}, \quad (9)$$

Зависимость (9) не учитывает влияния повторности нагружения почвы опорными катками гусеничной ходовой системы.

При выводе зависимости коэффициента сопротивления движению гусеницы (коэффициента сопротивления мятью почвы) Ф. А. Опейко [12] учитывал, что почва лобовым участком вдавливаются на глубину h_0 , а затем повторно деформируется в каждом пролете опорной части гусеничной ленты. Им предложена следующая формула коэффициента сопротивления движению [12]:

$$f = \frac{h_0 + \sum_{i=1}^n \lambda_i}{L}, \quad (10)$$

где: h_0 – деформация почвы лобовым участком гусеницы, м.

λ_i – стрела провеса цепи в данном пролете, м.

При выводе зависимости (10) допускалась равномерность распределения давления по длине гусеницы, что не соответствует реальному процессу взаимодействия гусеничного движителя с почвой.

В работе Васильев и др. [6] предложена следующая зависимость для определения силы сопротивления движению гусеничного движителя:

$$F_f = 2bk^{-\frac{1}{m}} q_{max}^{\frac{m+1}{m}} \cdot \left[\frac{1}{m+1} + \frac{k_u \lg n}{\xi_{cp}^{\frac{m+1}{m}}} \right], \quad (11)$$

3. Результаты

На основании изложенных выше предпосылок определена сила сопротивления качению многоопорной ходовой системы с возрастанием нагрузок при последующих проходах ($q_1 < q_2 < \dots < q_n$):

$$\sum_{i=1}^N F_{fi} = \frac{v p_0^2}{k(1-\delta^2)} \left\{ \ln \frac{1}{\sqrt{1-\frac{q_1^2}{p_0^2}}} + k_u \sum_{i=2}^N \lg \frac{i}{i-1} \ln \frac{1}{\sqrt{1-\frac{q_{i-1}^2}{p_0^2}}} + \sum_{i=2}^n k_L \ln \frac{\sqrt{1-\frac{q_{i-1}^2}{p_0^2}}}{\sqrt{1-\frac{q_i^2}{p_0^2}}} \right\}, \quad (14)$$

где: v – коэффициент изменения ширины шины;

δ – буксование.

Зависимость (14) учитывает затраты энергии на деформацию почвы и на скольжение в контакте движителя с опорным основанием, вызываемое буксованием.

На процесс слеодообразования и сопротивление движению ходовой системы оказывает влияние не только давление, но и скорость передвижения. При увеличении скорости контактное напряжение снижается и определяется по формуле [1]:

где: k_u – коэффициент накопления повторных осадков почвы под воздействием опорных катков;

$\xi_{cp} = q_{max} / q_{mcp}$ – коэффициент неравномерности

максимумов давления под опорными катками;

q_{mcp} – среднее максимумов давлений;

n – число опорных катков гусеничного движителя.

В формуле (11) учитывается влияние неравномерности распределения максимумов давлений по длине гусеницы на сопротивление движению. Однако в ней не учитывается характер изменения нагружения соседних опорных катков.

Поскольку характер нагружения почвы опорными катками гусеничного движителя мало отличается от воздействия на почву многоосного колесного хода, воспользуемся результатами исследований по определению силы сопротивления качению колес при повторных нагружениях. Сила сопротивления качению i -го колеса F_{fi} многоосного хода равна [15]:

$$F_{fi} = f_i R_{i-1} + f_{i-1} \Delta R_i, \quad (12)$$

где: f_i – коэффициент сопротивления качению i -го колеса;

R_{i-1} – нормальная реакция $(i-1)$ оси, Н;

ΔR_i – приращение нормальной реакции i -ой оси, Н.

Зависимость (12) получена в предположении, что почва перед i -ым проходом колеса уплотнена до величины, соответствующей реакции предыдущей оси R_{i-1} . При превышении реакции i -ой оси R_i реакции предыдущей оси R_{i-1} предполагается, что почва деформируется как при предыдущем проходе колеса. Приращение сопротивления отражено вторым членом формулы (12).

Я. С. Агейкин [1] предположил, что действие дополнительной нагрузки при последующем проходе колеса несколько уменьшается из-за уплотнения верхнего слоя, вызванного предыдущим нагружением. Он предложил уменьшение действия нагрузки оценивать коэффициентом k_L :

$$k_L = 1 - (q_{i-1} / q_i)^{2n'}, \quad (13)$$

где: $n' = 1 - q_i / p_0$ – коэффициент влияния уровня нагружения.

$$\sigma = \frac{q_{\max}}{1 + B_v v / L_x}, \quad (15)$$

где: B_v – коэффициент, зависящий от свойств почвы, с^{-1} ;

L_x – проекция на горизонтальную плоскость длины контакта колеса с почвой, м.

Из зависимостей (14) и (15) найдем сопротивление качению i -го опорного катка при возрастании последующей нагрузки ($\sigma_{i-1} < \sigma_i$)

$$F_{fi} = \frac{v b p_0^2}{k(1-\delta^2)} \left[k_u \lg \frac{i}{i-1} \ln \frac{1}{\sqrt{1-\frac{\sigma_{i-1}^2}{p_0^2}}} + k_L \left(\ln \frac{1}{\sqrt{1-\frac{\sigma_i^2}{p_0^2}}} - \ln \frac{1}{\sqrt{1-\frac{\sigma_{i-1}^2}{p_0^2}}} \right) \right] \quad (16)$$

При убывании последующей нагрузки ($\sigma_{i-1} > \sigma_i$) сопротивление качению i -го опорного катка

$$F_{fi} = \frac{v b p_0^2}{k(1-\delta^2)} \lg \frac{i}{i-1} \ln \frac{1}{\sqrt{1-\sigma_i^2/p_0^2}}. \quad (17)$$

В работе В. П. Бойков и др. [3] показано, что при небольших давлениях гусеничного движителя на почву (для рыхлой почвы - 70-100 кПа, стерни - 140-180 кПа) вполне подходит линейная зависимость между сжимающими напряжениями и осадкой. С учетом этого сопротивление качению i -го катка без учета потерь на буксование гусеничного движителя для случая $\sigma_{i-1} < \sigma_i$ равно:

$$F_{fi} = \frac{b}{2k} \left[k_u \lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \sigma_{i-1}^2 + (\sigma_i^2 - \sigma_{i-1}^2) k_L \right]. \quad (18)$$

С учетом потерь на буксование:

$$F_{fi} = \frac{b}{2k(1-\delta^2)} \left[k_u \lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \sigma_{i-1}^2 + (\sigma_i^2 - \sigma_{i-1}^2) k_L \right]. \quad (19)$$

Суммарная сила сопротивления движению гусеницы при $\sigma_{i-1} < \sigma_i$:

$$\sum_{i=1}^N F_{fi} = \frac{b}{2k(1-\delta^2)} \left\{ \sigma_1^2 + k_u \sum_{i=2}^N \left[\lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \sigma_{i-1}^2 + (\sigma_i^2 - \sigma_{i-1}^2) k_L \right] \right\}. \quad (20)$$

При убывании контактного напряжения при последующем проходе сопротивление качению i -го катка с учетом потерь на буксование равно:

$$F_{fi} = \frac{b}{2k(1-\delta^2)} k_u \lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \sigma_i^2. \quad (21)$$

Суммарная сила сопротивления движению гусеницы при $\sigma_{i-1} > \sigma_i$

$$\sum_{i=1}^N F_{fi} = \frac{b}{2k(1-\delta^2)} \left[\sigma_1^2 + k_u \sum_{i=2}^N \lg \left(\frac{i}{i-1} \right) \sigma_i^2 \right]. \quad (22)$$

4. Выводы

- Известные в теории транспортных средств зависимости сопротивления движению колес и опорных катков гусеничных движителей не учитывают особенностей циклического нагружения почвы.
- Предложенные зависимости сопротивления движению опорных катков гусениц учитывают затраты энергии на деформацию почвы и буксование гусениц. При этом учитывается влияние перепада нагрузок при каждом последующем перекачивании опорного катка.
- Обоснованы зависимости сопротивления движению многоопорных движителей на основе линейной зависимости между напряжениями сжатия и осадкой почвы при повторных нагружениях. Полученные зависимости могут быть использованы для расчета

тягово-цепных свойств многоосных колесных и гусеничных движителей.

5. Литература

- [1] Agejkin Ya.S.: Vezdekhodnye kolesnye i kombinirovannye dvizhiteli. Moskva: Mashinostroenie, 1972, ss. 184.
- [2] Bekker M. G.: Vvedenie v teoriyu sistem „Mestnost'-mashina". Moskva: Mashinostroenie, 1973, ss. 520.
- [3] Bojkov V.P., Zhdanovich Ch. I., Orda A. N.: Obosnovanie zavisimosti mezhdru szhimayushchimi napryazheniyami i osadkoj pochvy. V Międzynarodowe Sympozjum "Ekologiczne aspekty mechanizacji nawożenia, ochrony roślin i uprawy gleby". Warszawa: IBMER, 1998, s. 161-168.
- [4] Brennensthal M.: Ocena właściwości trakcyjnych układu koło-podłoże w aspekcie zdolności uciążowych ciągnika jako uniwersalnego źródła energii pociągowej. Uniwersytet Przyrodniczy we Wrocławiu. Rozprawa doktorska, 2012, ss. 216.
- [5] Vadyunina A.F., Korchagina Z.A.: Metody issledovaniya fizicheskikh svojstv pochv. Moskva. Agropromizdat, 1986, ss. 416.
- [6] Vasil'ev A. V., Dokuchaeva E. N., Utkin-Lyubovcev O. L.: Vliyanie konstruktivnykh parametrov gusenichnogo traktora na ego tyagovo-scepnnye svojstva. Moskva: Mashinostroenie, 1969, ss. 192.
- [7] Vong Dzh.: Teoriya nazemnykh transportnykh sredstv. Moskva: Mashinostroenie, 1982, ss. 285.
- [8] Goryachkin V. P.: Teoriya koles. Sbornik sochetanii. T. 1. Moskva: Kolos, 1968, ss. 262-280.
- [9] Gus'kov V. V., Veleev N. N., Atamanov Yu. E. i dr.: Traktory. Teoriya. Moskva: Mashinostroenie, 1988, ss. 376.

- [10] Dvorovenko G. P., Kolyshkin V. I.: Opredelenie soprotivleniya kacheniyu po myagkomu gruntu. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sotsyalisticheskogo sel'skogo khozyajstva. 1972, nr 3, s. 49-52.
- [11] Zhdanovich Ch., Mamonov M., Kuboń M., Kamiński J. R.: Effect of steering gear parameters of crawler tractor cornering ability. (Wpływ parametrów mechanizmu nawracania na zwrotność ciągnika gąsienicowego). Agricultural Engineering, 2016, Vol. 20, 2, 159-169.
- [12] Opejko F. A.: Torfyanye mashiny. Minsk: Vyshejschaya shkola, 1968, 406 s.
- [13] Skojbeda A. T.: Avtomatizatsiya khodovykh sistem kolesnykh mashin. Minsk: Nauka i tekhnika, 1979, ss. 280.
- [14] Skotnikov V. A., Ponomarev A. V., Klimanov A. V.: Prokhodimost' mashin. Minsk: Nauka i tekhnika, 1982 ss. 328.
- [15] Smirnov G. A.: Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin. Moskva: Mashinostroenie, 1972, ss. 352.