

УДК 629.114.2.001.2

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА ЕЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА И ЭКОНОМИЧНОСТЬ

Докт. техн. наук ГУСЬКОВ В. В., канд. экон. наук ПАВЛОВА В. В., студ. ТОМАШЕВИЧ В. В.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: vadikbadzadik@mail.ru

INFLUENCE OF TRACK-LAYER MACHINE RUNNING GEAR PARAMETERS ON ITS ROADHOLD CAPACITY AND EFFICIENCY

GUSKOV V. V., PAVLOVA V. V., TOMASHEVICH V. V.

Belarusian National Technical University

Оценено влияние параметров гусеничной машины на ее тягово-сцепные свойства и экономичность. Определены величины отношения длины ходовой части к ширине гусеницы, характеризующие тяговый коэффициент полезного действия и экономичность машины.

Ключевые слова: ходовая часть, гусеничная машина, тягово-сцепные свойства.

Ил. 5. Табл. 2. Библиогр.: 3 назв.

The paper reveals an influence of track-layer machine parameters on its road-hold capacity and efficiency. Ration values of running gear length to track width characterizing propulsive coefficient and machine efficiency have been determined in the paper.

Keywords: running gear, track-layer machine, road-hold capacity.

Fig. 5. Tab. 2. Ref.: 3 titles.

Проведенные экспериментальные исследования тягово-сцепных свойств специального экспериментального тягача [1] с переменной ходовой частью, позволяющей в широких пределах менять длину и ширину гусениц при движении по различным грунтовым поверхностям, показали, что тягово-сцепные свойства гусеничной машины и ее экономичность зависят от длины и ширины гусениц и их отношения $\gamma = L/b$, где L , b – длина и ширина гусеницы соответственно. Исследованиями было подтверждено, что длина гусеницы влияет на тяговые свойства машины, а ширина – на сопротивление движению последней за счет смятия грунтовой поверхности движителем и образования колеи.

Результаты проведенных в последнее время [2, 3] теоретических исследований взаимодействия гусеничной машины с различными грунтовыми поверхностями позволили сформулировать математическую модель, адекватную реальным процессам. Сформулированы аналитические зависимости, связывающие конструктивные параметры гусеничной машины

с физико-механическими свойствами грунтовой поверхности. В качестве математической модели процессов сжатия и сдвига грунта при этом использовали уравнения [3]. При этом процесс сжатия грунта определяли по формуле

$$\sigma = \sigma_0 \operatorname{th} \frac{K}{\delta_0} h, \quad (1)$$

где σ – нормальное напряжение, развивающееся в грунте под воздействием нормальной нагрузки, приложено к штампу, H/m^2 ; σ_0 – предельное нормальное напряжение, H/m^2 ; K – коэффициент объемного сжатия грунта, H/m^3 ; h – глубина погружения штампа, м.

Процесс сдвига грунта определяли уравнением

$$\tau = f_{\text{ск}} q \left(1 + \frac{f_{\text{п}}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta}{K_{\tau}}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta}{K_{\tau}}, \quad (2)$$

где τ – напряжение сдвига, H/m^2 ; $f_{\text{ск}}$, $f_{\text{п}}$ – коэффициенты трения скольжения и покоя; q – нор-

мальное давление, Н/м²; K_τ – коэффициент деформации, м; Δ – деформация сдвига, м.

Оценка тягово-сцепных свойств гусеничной машины и ее экономичности определяется тяговым коэффициентом полезного действия η_t , который находили по следующей зависимости:

$$\eta_t = \eta_{тр} \eta_r \eta_b \eta_{спр} = \eta_{тр} \eta_r (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_{спр}}{F_k} \right),$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; η_r – КПД ходовой части; η_b – КПД, учитывающий буксование движителем; $\eta_{спр}$ – КПД, учитывающий сопротивление движению за счет образования колеи; δ – буксование (в долях единицы от 0 до 1); $F_{спр}$ – сила сопротивления движению за счет образования колеи, Н; F_k – касательная сила тяги, Н.

Силы $F_{спр}$ и F_k определяли по зависимостям, предложенным проф. В. В. Гуськовым [1, 2], с использованием формул (1) и (2):

$$F_{спр} = 2 \int_0^L b \sigma_0 \operatorname{th} \frac{K}{\delta_0} dh; \quad (3)$$

$$F_k = 2 \int_0^L f_{ск} b q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{ch} \frac{\delta x}{K_\tau}} \operatorname{th} \frac{\delta x}{K_\tau} \right) dx, \quad (4)$$

где h – глубина колеи; q_x – давление гусеничного движителя на грунт.

Расчет с параметрами, приведенными в табл. 1, производили для гусеничной машины (рис. 1), движущейся с крюковой нагрузкой (в агрегате с навесной или прицепной машиной) по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности. Показатели физико-механических свойств грунтовой поверхности приведены в табл. 2.

Таблица 1

Параметры гусеничной машины

$m_э$, кг	$G_{экм}$, кН	L_0 , м	b_0 , м	q , Н/м ²	l , м
$3,077 \cdot 10^4$	$3,015 \cdot 10^5$	7,0	0,5	$0,49 \cdot 10^5$	7,0

Таблица 2

Физико-механические свойства грунтовой поверхности

σ_0 , Н/м ²	K , Н/м ³	K_τ , м	$f_{ск}$	$f_{п}$
$1,58 \cdot 10^6$	$1,12 \cdot 10^6$	0,08	0,82	0,89

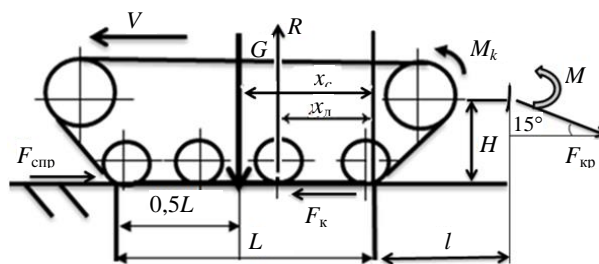


Рис. 1. Схема сил и моментов, приложенных к гусеничной машине, движущейся в агрегате с навесной или прицепной машиной

При расчете были приняты следующие допущения.

1. Давление распределялось по длине ходовой части равномерно, т. е. $q_x = G/2bL = q_{сп}$, и центр давления располагался в середине опорной поверхности, т. е. $x_d = 0,5L$.

2. Действие агрегатируемой машины определялось силой $F_{кр}$, прилагаемой на расстоянии $l = 0,7$ м и высоте $H = 0,5$ м под углом 15° , с моментом M (рис. 1).

3. Машина двигалась по горизонтальной поверхности в установившемся режиме (т. е. отсутствовали сила и момент инерции).

4. КПД η_r , учитывающий потери мощности на трение в механизме ходовой части (рис. 2), зависел от длины гусеницы и определялся формулой [3]

$$\eta_r = \eta_{r0} - K_x L = 1 - K_x L, \quad (5)$$

где $\eta_{r0} = 1$ (при $L = 0$); K_x – коэффициент, определяющий потери мощности в ходовой части и зависящий от длины гусеницы (чем она длиннее, тем большее значение принимает коэффициент; для составных металлических гусениц он находится в пределах 0,016–0,022, для резиноармированных – 0,006–0,010), 1/м.

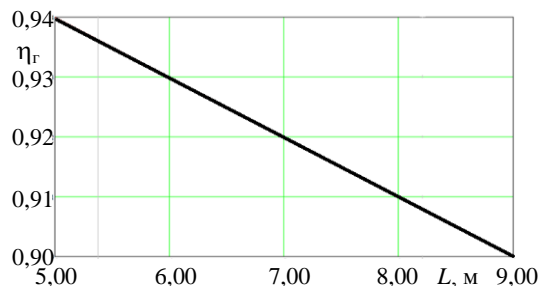


Рис. 2. Зависимость КПД η_r ходовой части гусеничной машины от ее длины L

При расчете K_x был принят равным 0,018 1/м. Расчет проводили для значений $\gamma = L/b$ в пределах от 2,59 до 34,3. При этом площадь ходовой части S принимали постоянной, т. е. $S = 2b_0L_0 = 1,7 \text{ м}^2$ при $q = \text{const} = 0,49 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Поскольку в формулы (3) и (4) входят значения b и L , представляет интерес определить зависимости $F_{\text{спр}}$ и F_k .

Зависимость силы $F_{\text{спр}}$ от длины ходовой части L показана на рис. 3.

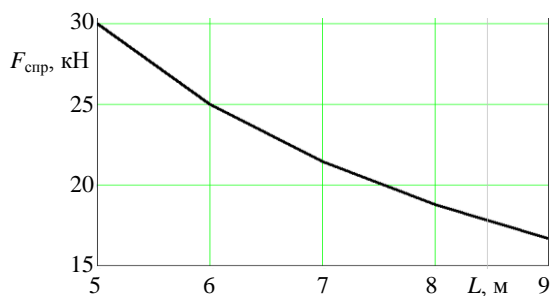


Рис. 3. Зависимость силы $F_{\text{спр}}$ от длины ходовой части L

Из рисунка видно, что $F_{\text{спр}}$ линейно уменьшается с ростом длины ходовой части (соответственно с уменьшением ширины гусеницы при $S = \text{const}$).

При изменении длины гусеницы касательная сила тяги F_k также изменяется (рис. 4).

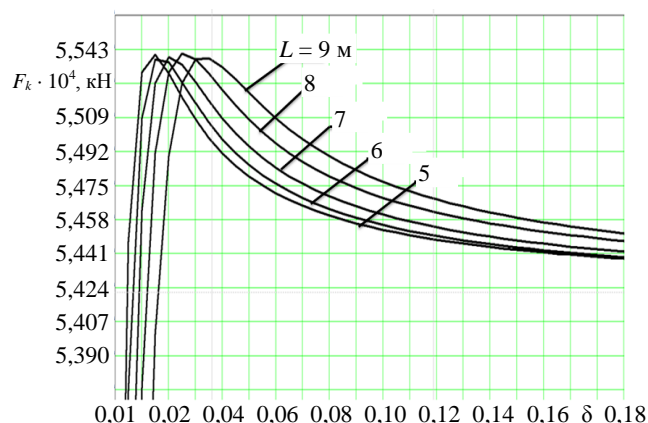


Рис. 4. Зависимость силы F_k от буксования δ при разной длине ходовой части гусеничной машины L

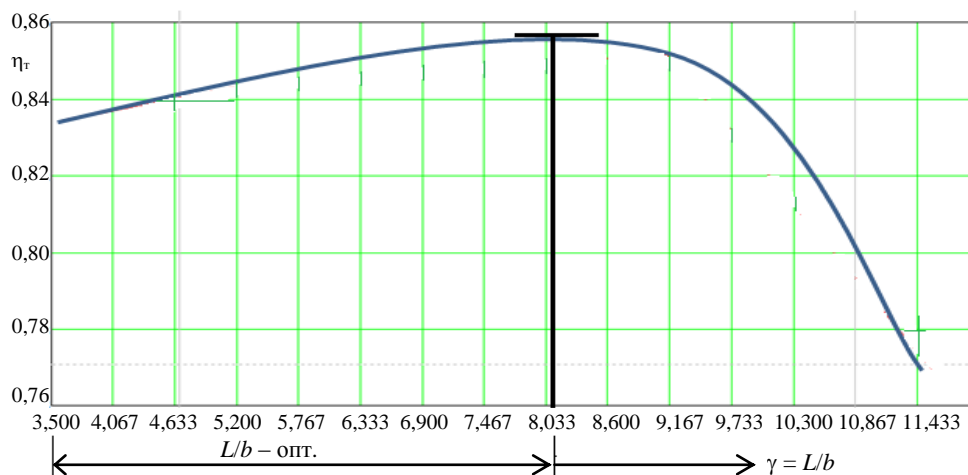


Рис. 5. Зависимость КПД η_t гусеничной машины от соотношения $\gamma = L/b$

ВЫВОДЫ

1. Тягово-сцепные свойства гусеничной машины и ее экономичность зависят как от параметров b , L , G , q , S и т. д., так и от физико-механических свойств грунтовой поверхности, по которой она движется.

Максимум F_k достигается при разном буксовании δ , т. е. при предельном напряжении σ_0^{lim} .

Результаты расчета показали, что для гусеничной машины существует оптимальное отношение $\gamma = L/b$, при котором она имеет наилучшие тягово-сцепные свойства и максимальный КПД (рис. 5). В рассматриваемом примере максимума тяговый КПД η_t достигает при $\gamma = 8,033$, что при длине ходовой части $L = 6,50 \text{ м}$ дает ширину гусеницы $b = 0,54 \text{ м}$.

2. Максимум тяговый КПД η_t достигает при определенном значении отношения $\gamma = L/b$. В рассматриваемом примере для данной гусеничной машины η_t максимален при $L = 6,50 \text{ м}$ и $b = 0,54 \text{ м}$ для исходных параметров $L_0 = 7,00 \text{ м}$ и $b_0 = 0,50 \text{ м}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Гуськов, В. В.** Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1963. – 195 с.
2. **Тракторы.** Теория / В. В. Гуськов [и др.] / под ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1982. – 376 с.
3. **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.

REFERENCES

1. **Guskov, V. V.** (1963) *Optimum Parameters of Agricultural Tractors*. Moscow: Mashinostroenie.
2. **Guskov, V. V.** (1982) *Tractors. Theory*. Moscow: Mashinostroenie.
3. **Boikov, V. P.** (2012) *Track-Layer and Wheel Machines. Theory*. Minsk: Novoye Znanie.

Поступила 13.06.2013

УДК 629.113-592.004.58

**РАБОТА ТРЕНИЯ КАК ИНТЕГРАЛЬНЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ
СТЕПЕНИ ИЗНОСА ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ
ГИДРОПОДЖИМНЫХ МУФТ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ**

*Докт. техн. наук КАРПИЕВИЧ Ю. Д., канд. техн. наук, доц. ЛОВКИС В. Б.,
инж. БОНДАРЕНКО И. И.*

Белорусский государственный аграрный технический университет

E-mail: irinabondarenko1980@mail.ru

**FRICTIONAL WORK AS INTEGRAL INDICATOR OF WEAR-OUT RATE
FOR FRICTION DISCS OF GEAR BOX HYDROCOMPRESSING CLUTCHES**

KARPIEVICH Yu. D., LOVKIS V. B., BONDARENKO I. I.

Belarusian State Agrarian Technical University

Разработана новая методика бортового диагностирования степени износа фрикционных дисков гидроподжимных муфт коробок передач, в основу которой положен физический процесс использования работы трения как интегрального показателя.

Ключевые слова: степень износа, работа трения, интегральный показатель.

Ил. 2. Библиогр.: 1 назв.

A new methodology for an on-board diagnosis of wear-out rate for friction discs of gear box hydro-compressing clutches has been developed in the paper. The methodology is based on physical process that uses friction work as an integral indicator.

Keywords: wear-out rate, friction work, integral indicator.

Fig. 2. Ref.: 1 title.

Введение. В условиях рыночных отношений одной из основных задач, стоящих перед промышленностью Республики Беларусь, является повышение технического уровня, надежности и конкурентоспособности колесных и гусеничных машин. Бортовое диагностирование улучшает качество колесных и гусеничных машин, повышает надежность их агрегатов и узлов.

Сложившийся в прошлом столетии и получивший наибольшее распространение регламентный характер контрольно-диагностических работ не может обеспечить требуемый уровень технического состояния колесных и гусеничных машин, так как не учитывает индивидуальные особенности каждой машины, условия ее эксплуатации, техническое обслуживание и проведенные ранее ремонтные воздействия.