

УДК 630*377.4

С.С. Сеницын

Сеницын Сергей Сергеевич родился в 1947 г., окончил в 1970 г. Брянский технологический институт, доцент кафедры механизации лесной промышленности и лесного хозяйства Брянской государственной инженерно-технологической академии. Имеет более 60 печатных трудов в области теории взаимодействия колесных машин с опорной поверхностью.



ОБОСНОВАНИЕ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ КОЛЕСНЫХ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Проанализированы энергетические показатели процесса взаимодействия пневматического колеса в ведомом и свободном режимах с деформируемой опорной поверхностью. Аналитически обоснован рациональный тип силовой передачи колесных лесотранспортных машин.

Ключевые слова: транспортная машина, силовая передача, колесо, грунт, энергозатраты.

Отличительной чертой колесных лесотранспортных машин (форвардеры, лесовозные автомобили) является применение многоприводных ходовых систем. Это усложняет структуру системы трансмиссия – движитель, что ставит ряд новых задач в прогнозировании качества машин на стадии их конструирования. Одна из них – обоснование оптимального варианта схемы привода к колесам, обеспечивающей минимальные энергозатраты на передвижение, являющиеся общепризнанным критерием совершенства мобильных машин.

В настоящее время энергетическое обоснование конструктивных вариантов машин дается в основном лишь на уровне сопоставимости потерь в силовой передаче от кинематического несоответствия и совершенно игнорируется влияние режима качения колес на энергозатраты в площади их контакта с опорной поверхностью. Поэтому необходим исчерпывающий теоретический анализ энергетических характеристик системы трансмиссия – движитель – опорная поверхность, чтобы обосновать вариант привода колес, обеспечивающий минимум энергозатрат на передвижение. Для этого следует сопоставить потери мощности на качение колес в ведомом и свободном режимах. Целесообразно проанализировать энергоемкую и трудноопределяемую составляющую энергозатрат на вертикальную деформацию грунтов (колеобразование).

Для решения поставленной задачи используем зависимости, отражающие влияние конструктивных и эксплуатационных параметров системы движитель – опорная поверхность на потери энергии при работе в ведомом [1] и свободном [2] режимах. Согласно работе [1], где использована алгебраическая сумма проекций сил на ось X колеса, для ведомого колеса имеем

$$P_{f_r}^0 = \frac{cbh_r^{\mu+1}}{h_0^\mu(\mu+1)}$$

или

$$N_{f_r}^0 = P_{f_r}^0 \omega_k r_k^0 = \frac{cbh_r^{\mu+1}}{h_0^\mu(\mu+1)} \omega_k r_k^0, \quad (1)$$

где c , μ – параметры грунта (c – Па, μ – безразмерный);

b – условный эквивалент ширины шины, м;

h_r – глубина колеи, м;

h_0 – базовая деформация грунта, м;

ω_k – угловая скорость вращения колеса, c^{-1} ;

r_k^0 – радиус качения колеса в ведомом режиме, м.

Используя из [2] формулу для определения работы колееобразования, полученную на основе алгебраической суммы моментов сил относительно оси Y колеса, а именно

$$A = \frac{4\pi\sqrt{\pi}bch_r^{\mu+2}}{h_0^\mu(\mu+1)} \frac{\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}}}{\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}}}, \quad (2)$$

определяем вид зависимости для фиктивной силы сопротивления качению колеса в свободном режиме:

$$P_{f_r}^c = \frac{A}{2\pi r_k^c} = \frac{2\sqrt{\pi}bch_r^{\mu+2}}{r_k^c h_0^\mu(\mu+1)} \frac{\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}}}{\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}}}. \quad (3)$$

Тогда мощность колееобразования

$$N_{f_r}^c = P_{f_r}^c v = P_{f_r}^c \omega_k r_k^c = \frac{2\pi bch_r^{\mu+2}}{h_0^\mu(\mu+1)} \omega_k \frac{\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}}}{\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}}}, \quad (4)$$

где $\Gamma(x)$ – гамма-функция для соответствующего параметра;

r_k^c – радиус качения колеса в свободном режиме;

v – скорость качения колеса.

Соотношение энергоемкостей колееобразования ведомого и свободного колес оценим показателем k_N :

$$k_N = \frac{N_{f_r}^0}{N_{f_r}^c}. \quad (5)$$

Подставляя значения $N_{f_r}^0$ и $N_{f_r}^c$, после некоторых преобразований получаем

$$k_N = \frac{N_{f_r}^0}{N_{f_r}^c} = \frac{bch_T^{\mu+1}\omega_k r_k^0}{h_0^\mu(\mu+1)} \frac{h_0^\mu(\mu+1)}{2\sqrt{\pi bch_T^{\mu+2}\varpi_k}} \frac{\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}}}{\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}}} = \frac{r_k^0}{2\sqrt{\pi}h_T} \frac{\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}}}{\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}}}.$$

Определим численное соотношение мощностей для исходных данных из работы [1]:

$$k_N = \frac{N_{f_r}^0}{N_{f_r}^c} = \frac{r_k^0}{2\sqrt{\pi}h_T} \frac{\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}}}{\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}}} = \frac{R-h_{ш}}{2\sqrt{\pi}h_T} \frac{\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}}}{\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}}}, \quad (6)$$

где R – свободный радиус колеса;

$h_{ш}$ – вертикальная деформация шины.

С учетом того, что [3]

$$\Gamma_{\frac{0,5+4}{2}} = \Gamma_{2,25} = 1,25 \Gamma_{1,25} = 1,25 \cdot 0,906;$$

$$\Gamma_{\frac{0,5+3}{2}} = \Gamma_{1,75} = 0,919,$$

получаем

$$k_N = \frac{N_{f_r}^0}{N_{f_r}^c} = \frac{0,5-0,05}{2 \cdot 1,77 \cdot 0,1} \cdot 1,25 \cdot \frac{0,906}{0,919} = 1,56.$$

При использовании для гамма-функции ее приближенного значения по формуле Стирлинга [3], а именно

$$\Gamma_{(x+1)} \approx \left(\frac{x}{e}\right)^x \sqrt{2\pi x}, \quad (7)$$

получаем

$$\Gamma_{\frac{\mu+3}{2}} = \Gamma_{\frac{\mu+1}{2}} + 1 = \left(\frac{\mu+1}{2}\right)^{\frac{\mu+1}{2}} e^{-\frac{\mu+1}{2}} \sqrt{\pi(\mu+1)};$$

$$\Gamma_{\frac{\mu+4}{2}} = \Gamma_{\frac{\mu+2}{2}} + 1 = \left(\frac{\mu+2}{2}\right)^{\frac{\mu+2}{2}} e^{-\frac{\mu+2}{2}} \sqrt{\pi(\mu+2)}.$$

Тогда отношение гамма-функций приобретает следующий вид:

$$\frac{\Gamma \frac{\mu+4}{2}}{\Gamma \frac{\mu+3}{2}} = \frac{\left(\frac{\mu+1}{2}\right)^{\frac{\mu+2}{2}} e^{-\frac{\mu+2}{2}} \sqrt{\pi(\mu+2)} (\mu+2)^{\frac{\mu+2}{2}} \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{\mu+2}{2}} (\mu+2)^{\frac{1}{2}} e^{-\frac{\mu+2}{2}}}{\left(\frac{\mu+1}{2}\right)^{\frac{\mu+1}{2}} e^{-\frac{\mu+1}{2}} \sqrt{\pi(\mu+1)} (\mu+1)^{\frac{\mu+1}{2}} \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{\mu+1}{2}} (\mu+1)^{\frac{1}{2}} e^{-\frac{\mu+1}{2}}} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{2e}} \sqrt{\frac{(\mu+2)^{\mu+3}}{(\mu+1)^{\mu+2}}}.$$

Окончательно

$$k_N = \frac{N_{f_r}^0}{N_{f_r}^c} = \frac{r_k^0}{2\sqrt{\pi}h_r} \frac{1}{\sqrt{2e}} \sqrt{\frac{(\mu+2)^{\mu+3}}{(\mu+1)^{\mu+2}}} = \sqrt{\frac{1}{8\pi e} \frac{(\mu+2)^{\mu+3}}{(\mu+1)^{\mu+2}}} \frac{R-h_{ш}}{h_r}. \quad (8)$$

В результате расчета по тем же исходным данным получаем

$$k_N = \frac{N_{f_r}^0}{N_{f_r}^c} = \sqrt{\frac{1}{8 \cdot 3,14 \cdot 2,72} \frac{2,5^{3,5}}{1,5^{2,5}}} \cdot \frac{0,5 - 0,05}{0,1} = 1,63.$$

Отличие результатов расчетов соотношения энергозатрат по точному и приближенному вариантам вычисления значений гамма-функций составляет

$$n = \frac{1,63 - 1,56}{1,63} 100 = 4,3 \%$$

Такое незначительное расхождение свидетельствует об инвариантности приближенного выражения. Это делает предпочтительным его применение, поскольку исключает табличное определение значений гамма-функций.

Таким образом, результаты вычислений соотношения энергозатрат показали, что потери мощности ведомым колесом на деформацию грунта в 1,5 раза выше, чем при качении колеса в свободном режиме. Поэтому вполне обоснованно можно рекомендовать для многоприводного движителя вариант силовой передачи, обеспечивающий постоянную работу всех колес в свободном (ведущем) режиме. Оптимальным вариантом, по нашему мнению, является блокированный привод с автоматической ликвидацией кинематического рассогласования в системе трансмиссия – движитель – опорная поверхность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сеницын, С.С. Уменьшение сопротивления качению колесного движителя по деформируемому основанию [Текст] / С.С. Сеницын, П.А. Буров // Эксплуатация лесовозного подвижного состава: межвуз. сб. – Свердловск, 1987.

2. *Синицын, С.С.* Энергетический принцип оптимизации качественных характеристик колесных транспортно-технологических машин [Текст] / С.С. Синицын // Проблемы повышения качества промышленной продукции: межвуз. сб. – Брянск, 1998.

3. Справочник по специальным функциям [Текст]. – М.: Наука, 1979.

Брянская государственная
инженерно-технологическая академия

Поступила 21.08.06

S.S. Sinitsyn

**Justification of Power Transmission for
Wheeled Timber-hauling Machines**

The power analysis is carried out for the interrelation process of pneumatic wheel in the driven and free operation modes with a deformed bearing surface. The rational type of power transmission for wheeled timber-hauling machines is analytically justified.

