

**Бондаренко Л.М.,  
Довбня М.П.,  
Бобырь Д.В.**

Днепропетровский национальный  
университет ж/д транспорта им. ак. В. Лазаряна,  
г. Днепропетровск, Украина  
E-mail: dmitrob@ua.fm

## ЗАВИСИМОСТЬ МОЩНОСТИ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ

УДК 621.873

С использованием аналитических зависимостей для определения коэффициента трения качения, зависящего от величины полуширины пятна контакта между колесом и рельсом, определена аналитическая зависимость статического и динамического сопротивления передвижению на прямолинейном участке пути от положения тележки в пролете. Получено, что мощность двигателей, определенная предлагаемым способом примерно на 20 % выше, чем по существующим формулам. Доказано, что мощность привода тележки можно определять при ее положении в середине пролета, так как мощности одинаковы и при других положениях тележки в пролете.

**Ключевые слова:** мощность привода, коэффициент трения качения.

### Введение

Составляющая сопротивления от чистого качения колеса по рельсу предполагает прямую зависимость сопротивления от нагрузки. Поэтому, ее величина определяется из выражения

$W = (G + Q) \frac{2k}{D}$ , где  $G$  и  $Q$  – вес конструкции и груза;  $k$  – коэффициент трения качения;  $D$  – диаметр колеса.

Коэффициент трения качения при этом принимается в зависимости от диаметра колеса и, например, при диаметрах 400, 500, 560 и 630 мм его величина при скругленной головке рельса равна 0,6 мм [1].

Отбрасывая ошибочную теорию Рейнольдса о том, что главным источником сопротивлению качения является трение скольжения в месте контакта, отметим, что аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения не могла быть получена до решения Герцем в 1881-1882 г.г. задачи о контактных напряжениях и деформациях.

После, опираясь на решение Герца, Табор в 1955 г. [2] получил эти зависимости от полуширины пятна контакта и гистерезисных потерь. Однако, наличие в них последних привело к невозможности их практического применения, поскольку неизвестен способ их определения.

В [3] получены экспериментально-аналитические зависимости определяющие коэффициент трения качения как при точечном, так и при линейном контактах в которых коэффициент гистерезисных потерь находится аналитически.

### Цель и постановка задачи

С использованием аналитической зависимости для определения коэффициента трения качения, зависящего от величины полуширины пятна контакта между колесом и рельсом, найти аналитическую зависимость статического и динамического сопротивления передвижению на прямолинейном участке пути от положения тележки.

### Материал исследований

Для решения задачи воспользуемся параметрами, приведенными в [4]. Примем колесо цилиндрическим с диаметром  $D = 2r_k = 630$  мм, рельс КР70 с радиусом закругления головки  $r_p = 400$  мм, диаметр цапфы  $d = 120$  мм, приведенный коэффициент трения подшипников  $\mu = 0,015$  (роликовые подшипники), коэффициент, учитывающий трение реборд  $K_p = 1,5$ .

При схеме касания «цилиндры со взаимно пересекающимися осями» полуширина пятна контакта в случае равенства модулей упругости  $E$  материалов колес и рельса и равенстве коэффициента Пуассона 0,3, полуширина пятна контакта согласно теории контактных деформаций Герца [5]

$$b = 1,397n_e \sqrt{\frac{E}{R} \cdot \frac{r_k \cdot r_p}{r_k + r_p}}, \quad (1)$$

где  $R$  – прижимающая к рельсу сила колеса;

$n_g$  – коэффициент, зависящий от отношения коэффициентов уравнения эллипса касания, являющийся функцией отношения  $r_k / r_p$  и равен 0,93.

Найдя опорные реакции опор  $A$  и  $B$  в зависимости от положения тележки в пролете найдем по формуле (1) полуширину пятна контакта и соответствующие ей коэффициенты трения качения.

При точечном контакте коэффициент трения качения определяется из выражения [3]:

$$k = 0,16be^{0,2r_k}, \quad (2)$$

где  $r_k$  – в метрах.

Схема к расчету нагрузок на ходовые колеса показана на рис. 1. В отличие от [4] здесь вес кабины включен в вес тележки.

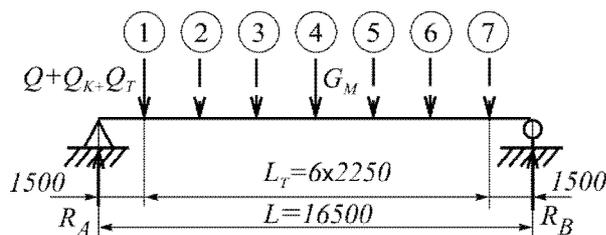


Рис. 1 – Схема к расчету нагрузок на ходовые колеса: 1, 2, ..., 7 – расчетные положения тележки

Отметим, что полученная Табором формула, аналогичная (2) имеет вид:

$$k = \alpha \frac{3b}{16},$$

где  $\alpha$  – коэффициент гистерезисных потерь, и при  $r_k = 0,5$  м по (2)  $k = 0,18ba$ , т.е. можно считать, что экспонента здесь и представляет  $\alpha$ . Приводимая в [6] формула  $k = 0,1b$  представляет явно заниженную величину и очевидно получена для малых радиусах при проведении экспериментов или при недостаточных деформациях.

На рис. 2, а, б показаны зависимости от положения тележки в пролете (согласно рис. 1) нагрузки на одно колесо опор  $A$  и  $B$ , а также соответствующие им коэффициенты трения качения.

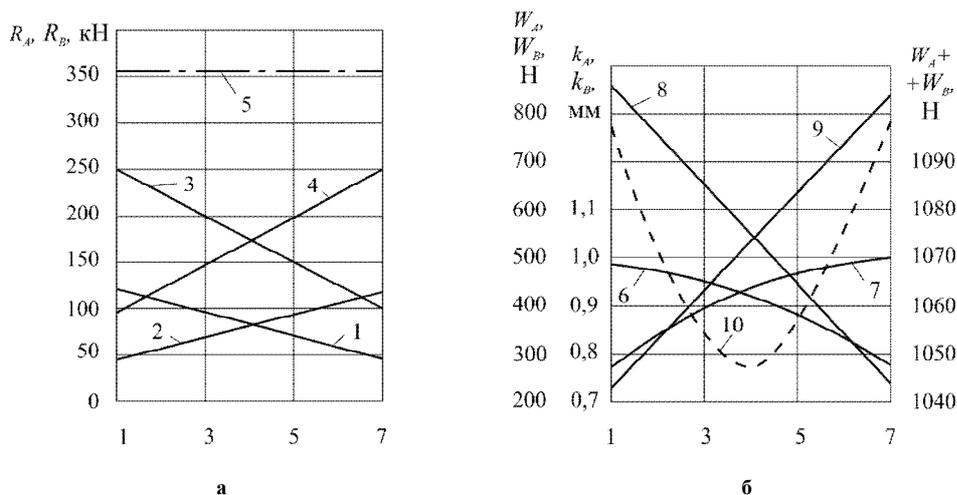


Рис. 2 – Зависимости от положения тележки в пролете (1, 2, ..., 7, рис. 1):

- 1, 2 – нагрузки на одно колесо опор  $A$  и  $B$ ;
- 3, 4 – то же от двух колес; 5 – суммарная нагрузка (а);
- 6, 7 – коэффициенты трения качения колес опор  $A$  и  $B$ ;
- 8, 9 – сопротивление чистому качению колес опор  $A$  и  $B$ ;
- 10 – сопротивление передвижению крана от чистого качения

Отметим, что полученная Табором формула (2), при точечном контакте имеет вид  $k = 3b\alpha/16$ , где  $\alpha$  – коэффициент гистерезисных потерь и при  $r_k = 0,5$  м по (2)  $k = 0,18B\alpha$  и можно утверждать, что экспонента и представляет собой коэффициент гистерезисных потерь. Приводимая в [6] эта формула, представляет явно заниженную величину и это, очевидно, связано с малыми диаметрами при испытаниях или малыми контактными деформациями.

Из рис. 2, б видно, что минимальная величина коэффициента трения качения соответствует минимальному давлению колеса на рельс и равны  $k_{\min} = 0,76$  мм, а максимальная – максимальному давлению и равна  $k_{\max} = 1,05$  мм, при рекомендуемой величине в случае  $D = 630$  мм  $k_c = 0,6$  мм [1].

С учетом этих значений  $k$  и величинах максимального давления колеса на рельс  $R_A = 128,73$  кН и минимального  $R_B = 49,27$  кН сопротивление чистому качению колес опор  $A$  и  $B$  составит:  $W_A = 854,8$  Н и  $W_B = 238,7$  Н.

Мощность двигателей опор  $A$  и  $B$  с учетом трения в подшипниках составит  $N_A = W_{An}V/100\eta = 2316 \cdot 1,3/1000 \cdot 0,85 = 3,54$  кВт;  $N_B = W_{Bn}V/100\eta = 800 \cdot 1,3/1000 \cdot 0,85 = 1,22$  кВт.

С учетом трения реборд мощность двигателей опор  $A$  и  $B$  составит:  $N_{At} = 3,54 \cdot 1,5 = 5,31$  кВт,  $N_{Bt} = 1,22 \cdot 1,5 = 1,83$  кВт. Суммарная мощность двигателей -  $N_{cm} = 7,14$  кВт. Статическая мощность двигателей опор  $A$  и  $B$  -  $N_c = (0,5 \dots 0,6)N_{cm} = 0,55 \cdot 7,14 = 3,93$  кВт.

Если тележка находится в середине пролета, то  $N_{cp} = 2 \cdot 0,55 \cdot 2304 \cdot 1,3/1000 \eta = 3,87$  кВт.

Согласно нормативной методике статическая мощность двигателя  $N_n = 2,13$  кВт, а динамическая (с учетом динамических нагрузок при пуске)  $N_{нд} = 9,3$  кВт.

Динамическая мощность выше полученных статистических величин:  $N_{дА} = N_{дВ} = 11,1$  кВт, а  $N_{дср} = 11,0$  кВт.

Таким образом, нормативная величина мощности (из-за разности коэффициента трения качения) оказалась примерно на 20 % меньше полученной по предлагаемому способу.

## Выводы

Анализ полученных зависимостей и приведенных графиков позволяет сделать следующие выводы и предложения:

- предлагаемый способ определения мощности двигателей механизмов передвижения предполагает использование классической теории Герца по определению контактных деформаций и аналитической зависимости Табора по определению коэффициента трения качения;
- мощность двигателей, полученная предлагаемым способом оказывается (для данного примера) примерно на 20% выше, чем по существующим формулам;
- при тележке с грузом, расположенной в середине пролета мощность двигателей равна их суммарно- величине при других положениях тележки, поэтому мощность привода можно определять при положении тележки в середине пролета.

## Литература

1. Справочник по кранам: в 2 т. Т. 2 / Александров А. П., Гохберг М. М., Ковин А. А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
3. Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Ловейкін В. С. Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровськ: Дніпро VAL, 2002. – 200 с.
4. Иванченко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. Н. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – К.: Вища школа, 1975. – 520 с.
5. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – К.: Наукова думка, 1975. – 725 с.
6. Ковальский Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов. – Луганск: Издательство ВНУ, 2000. – 63 с.

Поступила в редакцію 04.12.2015

---

Bondarenko L.N, Dovbnya N.P., Bobyр D.V. **Dependence of the power drive of the mechanism moves from the position of the truck.**

Using the analytical dependence for determination of the coefficient of rolling friction, depending on the size of half width of the contact between wheel and rail, to find an analytical dependence of the static and dynamic resistance movement of the overhead crane on straight sections of the path from the position of truck in the span.

The proposed method of determining the engine power mechanisms of movement overhead cranes involves the use of the classical theory of Hertz contact deformation by definition and analysis, depending on the definition of Tabor rolling friction coefficient. Engine power, the inventive method is (for this example) is approximately 20 % higher than the existing formulas. When a truck with a load located in the middle of the span of their engine power is equal to the total value under other provisions of the truck, so the drive power can be determined at the position of truck in the middle of the span.

**Keywords:** overhead crane, the drive power, coefficient of rolling friction.

### References

1. Spravochnik po kranam: v 2 t. T. 2, Alexanderov A. P., Gokhberg M. M., Kovin A. A. i dr L.: Mashinostroenie, 1988, 559.
2. Johnson K. Mehanika kontaktnogo vzaimodeistviia. M.: Mir, 1989, 510.
3. Bondarenko L. M., Dovbnya M. P., Lovei`kin V. Deformatcii`ni opori v mashinakh. Dnipropetrovs`k: Dnipro, VAL, 2002, 200.
4. Ivanchenko F. K., Bondarev V. , Kolesnik N. N. i dr. Raschety` gruzopod`emny`kh i transportiruiushchikh mashin. K.: Vishcha shkola, 1975, 520.
5. Spravochnik po soprotivleniiu materialov, Pisarenko G., Iakovlev A. P., Matveev V. V K.:Naukova dumka, 1975, 725.
6. Kovalskii B. Voprosy` peredvizheniia mostovy`kh kranov Lugansk: Izdatel`stvo VNU, 2000, 63.