

УДК 621.874–83–026.51/.52

В. Н. БОГОМАЗ^{1*}, Л. Н. БОНДАРЕНКО^{2*}, К. Ц. ГЛАВАЦКИЙ^{3*}, К. А. СОКОЛ^{4*}

^{1*}Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 793 19 09, эл. почта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

^{2*}Каф. «Прикладная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, эл. почта bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0001-6602-2745

^{3*}Каф. «Прикладная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, эл. почта kazimir.glavatskii@mail.ru, ORCID 0000-0002-3353-2543

^{4*}Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 793 19 09, эл. почта erifdooG@ukr.net, ORCID 0000-0002-2073-7881

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА ПРИ УЧЕТЕ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

Цель. При расчете мощности привода мостового крана одним из основных параметров является величина сопротивления его перемещению. Одной из важных составляющих сопротивления передвижению является трение качения колеса о рельс. В работе необходимо определить зависимость величин статического (динамического) сопротивления передвижению мостового крана на прямолинейном участке пути от положения тележки в пролете и исследовать влияние величин сопротивления на износ реборд колес. **Методика.** Используя аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения, зависящего от величины полуширины пятна контакта между колесом и рельсом, предложен усовершенствованный способ расчета необходимой мощности привода крана. **Результаты.** С помощью предложенного способа расчета мощности построены графические зависимости нагрузок на колеса крана, величины коэффициента трения качения колес, сопротивления передвижению крана от положения тележки на пролете. В результате анализа полученных графиков установлено, что мощность двигателей, полученная предложенным способом, оказывается выше, чем рекомендуемая существующими нормативами. Приведена уточненная формула определения полного коэффициента трения скольжения, учитывающего трение реборд колес о рельс. Построены графические зависимости такого коэффициента трения и суммарного сопротивления движению крана от положения тележки крана. **Научная новизна.** Учеными предложен усовершенствованный способ определения необходимой мощности двигателей мостового крана, который учитывает влияние трения качения колес о рельс и положение тележки в пролете. Приведена уточненная формула для определения коэффициента трения скольжения, учитывающего трение реборд колес о рельс. Построены графические зависимости такого коэффициента трения и суммарного сопротивления движению крана от положения тележки крана. **Практическая значимость.** Применение предложенного способа определения мощности привода крана позволяет более точно определять ее значения, учитывая при этом полное сопротивление трения качения колес с ребордами о рельс. Такой подход дает возможность более качественного подбора элементов механизма передвижения мостового крана.

Ключевые слова: мостовой кран; трение качения; реборда; мощность; привод; тележка

Введение

Составляющая сопротивления от чистого качения кранового колеса по рельсу предполагает прямую зависимость сопротивления от нагрузки. Поэтому его величина определяется из выражения:

$$W = (G + Q)2k / D,$$

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

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

и 630 мм его величина при скругленной головке рельса равна 0,6 мм [10].

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

После, опираясь на решения Герца, Табор в 1955 г. [4] 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 работе [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

Определить зависимость величин статического и динамического сопротивления передвижению мостового крана на прямолинейном участке пути от положения тележки в пролете. Исследовать влияние величин сопротивления на износ реборд колес, используя аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения, зависящего от величины полуширины пятна контакта между колесом и рельсом.

Методика

Для определения величины сопротивления передвижению воспользуемся параметрами крана, приведенными в [7]. Примем колесо цилиндрическим 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 непересекающимися осями» в случае равенства

модулей упругости E материалов колеса и рельса, равенства коэффициента Пуассона 0,3, полуширина пятна контакта согласно теории деформаций Герца [8] определяется:

$$b = 1,397 n_e \sqrt[3]{\frac{R r_k r_p}{E r_k + r_p}}, \quad (1)$$

где R – прижимающая к рельсу сила колеса; n_e – коэффициент, зависящий от соотношения коэффициентов уравнения эллипса касания, являющийся функцией соотношения r_k/r_p и равен 0,93.

После определения реакций 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 [7] здесь вес кабины включен в вес тележки.

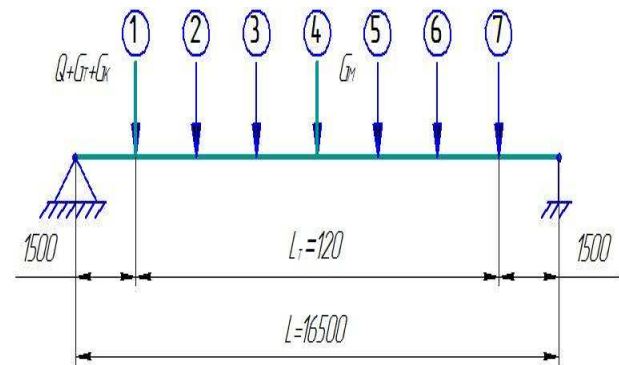


Рис. 1. Схема к расчету нагрузок на ходовые колеса:

1, 2, ..., 7 – расчетные положения тележки

Fig. 1. Chart to the calculation of loading on working wheels:

1, 2, ..., 7 – calculation positions of a bogie

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

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

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

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

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

Из рис. 2, б видно, что минимальная величина коэффициента трения качения соответствует минимальному давлению колеса на рельс и равна $k_{\min} = 0,76$ 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 [10].

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

Мощность двигателей опор A и B с учетом трения в подшипниках составит:

$$N_A = W_{АП} \vartheta / (1000\eta) = \\ = 2316 \cdot 1,3 / (1000 \cdot 0,85) = 3,54 \text{ кВт};$$

$$N_B = W_{БП} \vartheta / (1000\eta) = \\ = 800 \cdot 1,3 / (1000 \cdot 0,85) = 1,22 \text{ кВт}.$$

С учетом трения реборд мощность двигателей опор A и B составит:

$$N_{AT} = 3,54 \cdot 1,5 = 5,31 \text{ кВт};$$

$$N_{BT} = 1,22 \cdot 1,5 = 1,83 \text{ кВт}.$$

Суммарная мощность двигателей $N_{CM} = 7,14$ кВт. Статическая мощность двигателей опор A и B :

$$N_C = N_{CM} (0,5 \dots 0,6) = 0,55 \cdot 7,14 = 3,93 \text{ кВт}.$$

Если тележка находится в середине пролета, то $N_{CP} = 2 \cdot 0,55 \cdot 2,304 = 2,53$ кВт.

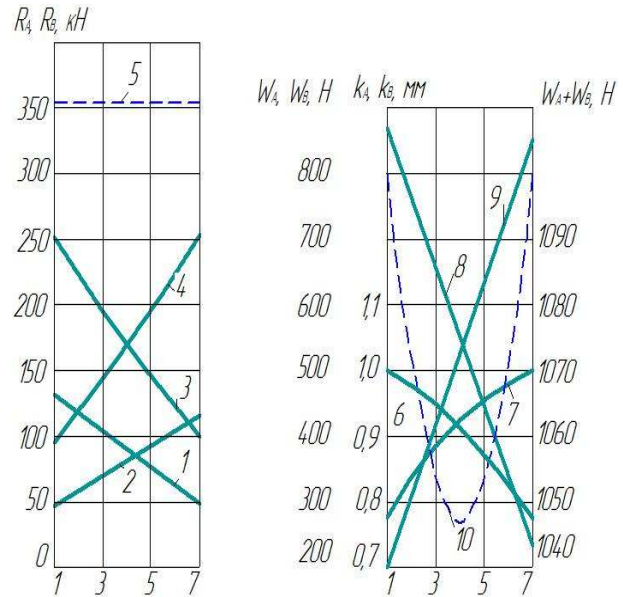


Рис. 2. Зависимости от положения тележки в пролете (1, 2, 3, ..., 7, рис. 1):

- 1, 2 – нагрузок на одно колесо опор A и B ;
3, 4 – то же на два колеса; 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 (б)

Fig. 2. Dependences from the position of the bogie in flight (1, 2, 3, ..., 7, Fig. 1):

- 1, 2 – loads on one wheel supports A and B ;
3, 4 – the same on two wheels; 5 – the total load (a);
6, 7 – the coefficients of rolling friction of the wheels of the supports A and B ; 8, 9 – the resistance of pure rolling of the wheels of the supports A and B ; 10 – resistance movement of the crane from pure rolling (b)

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

Динамическая мощность выше полученных статических величин: $N_{\partial A} = N_{\partial B} = 11,1$ кВт, а $N_{\partial CP} = 11,0$ кВт.

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

Из-за разности мощностей двигателей опор A ($N_A = 3,54$ кВт) и B ($N_B = 1,22$ кВт) возникает вопрос о влиянии этой разницы на износ реборд.

Результаты

Исследуем влияние положения тележки мостового крана в пролете на износ реборд.

Профессор Ковальский Б.С. [6] установил, что коэффициент k_p , учитывающий трение реборд, определяется из выражения:

$$k_p = a / \left(1 - c \frac{L}{K} \right),$$

где $a = 1,2$ – при центральном приводе и $a = 1,3$ при раздельном приводах; $c = 0,03$; L – пролет; K – база крана; например, при $L/K = 6,3$ получим, что $k_p = 1,48$ при центральном и $k_p = 1,6$ при раздельном приводах.

Перекося моста на рельсах влечет за собой трение реборд о рельсы, увеличение сопротивления движению и расход энергии, сокращение срока службы колес и рельсов, появление при движении толчков и ударов.

Исследованию перекося, «коэффициента реборд» [6] и способов его уменьшения посвящено много работ. Основные идеи его уменьшения сводятся, в основном, к минимуму разности диаметров ведущих колес, уменьшению зазора между ребордами и рельсом или, наоборот, резкого увеличения этих зазоров. Но поиск рациональных решений не дал эффективных результатов и передвижение кранов остается узким местом.

Считалось, что применение конических колес решит проблему. Однако, дальнейшие исследования показали, что более целесообразно применение раздельного привода при цилиндрических колесах, несмотря на то, что мощность двигателей больше, чем при центральном примерно на 20 %.

Одной из причин, а, возможно, и главной, является та, что мало внимания уделялось теоретическим вопросам явления переноса и, в первую очередь, сопротивлению качения колес по рельсам.

Составляющая сопротивления от чистого качения кранового колеса по рельсу предполагает прямую зависимость сопротивления от нагрузки. Поэтому его величина определяется из выражения: $W = (Q + G)2k / D$.

Из рис. 2, б видно, что минимальная величина коэффициента трения качения соответст-

вует минимальному давлению колеса на рельс и равна $k_7 = 0,76$ мм, а максимальная – максимальному $k_1 = 1,05$ мм при рекомендуемой величине для этого диаметра колеса ($D = 630$ мм) $k_c = 0,6$.

Для равновесия моста разность максимальных сопротивлений $W_{\max} - W_{\min}$ должна удерживаться силой H , приложенной перпендикулярно рельсу и расположенной на противоположном по диагонали колесе.

При колесе L и базе B условие равновесия:

$$|W_{\max} - W_{\min}|L = HB,$$

откуда

$$H = \frac{|W_{\max} - W_{\min}|L}{B}.$$

Отметим, что эта формула получена независимо от формулы, предложенной ВНИИПТмаш [2], которая имеет примерно такие же зависимости:

$$H_{\max} = \frac{N(\varphi - w)L}{B},$$

где N – давление приводного колеса на рельс; φ – коэффициент сцепления приводного колеса с рельсом; w – коэффициент сопротивления движению.

Умножив левую и правую части этого уравнения на коэффициент трения скольжения между ребордой и рельсом, получим сопротивление трения реборд о рельс:

$$H\mu = \frac{(W_{\max} - W_{\min})L\mu}{B} = W_p. \quad (3)$$

Коэффициент, учитывающий трение реборд:

$$k_p = 1 + \frac{W_p}{W_{\max} - W_{\min}}. \quad (4)$$

Величина k_p может быть получена и из формулы ВНИИПТмаш [5]:

$$k_p = \frac{D(N\varphi L - BH_{\max})}{NL(2k + fd)}.$$

При $Q = 12500$ кг, $G = 23000$ кг максимальная величина $k_p = 1,49$ при $\mu = 0,16$

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

и $k_p = 1,43$ при $\mu = 0,14$, а при густой смазке $\mu = 0,09$ $k_p = 1,28$. Рекомендуются величина $k_p = 1,5$ [11].

В случае четырех колес и равномерного горизонтального давления между колесами и рельсом $H_1 = H/4$, составляет $H_1 = 2387$ Н, а $H = 9547$ Н.

В [6] для безребордных колес величину нагрузки на ролик рекомендуют определять как $H = (Q + G)0,04$, что составляет величину 14200 Н против 9547 Н.

На рис. 3 показана зависимость сопротивления качению опор A и B от положения тележки в пролете с учетом трения подшипников и расчетная (4) величина коэффициента, учитывающего трение реборд.

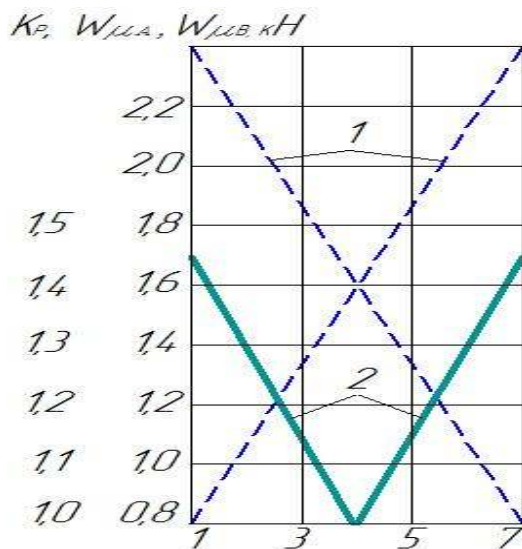


Рис. 3. Зависимость от положения тележки в пролете (1, 3, 5, 7 – расчетные положения тележки): 1 – суммарного значения сопротивления с учетом трения подшипников; 2 – коэффициента, учитывающего трение реборд

Fig. 3. Dependence from the position of a bogie in flight (1, 3, 5, 7 are calculation positions of a bogie): 1 – total value of resistance taking into account the friction of bearing; 2 – coefficient, taking into account the friction of flanges

Как отмечалось выше, k_p при центральном приводе несколько ниже, чем при раздельном (1,48 и 1,60 соответственно) несмотря на отсутствие забегания колес одной из сторон. И мож-

но предположить, что при центральном приводе основной причиной износа реборд являются толчки и удары, а также процесс, близкий к автоколебаниям вследствие разного угла закручивания вала. При полученных величинах сопротивлений опор A и B , в зависимости от положения тележки в пролете, диаметре трансмиссионного вала равном 50 мм углы закручивания отличаются на 10 %, что при базе $L = 3,7$ м дает поворот колеса относительно вертикали на $0,44^\circ$ и величина трения скольжения при этом составляет 150 Н, что близко к величине сопротивления качению при минимальной нагрузке на колесо.

Из формул (3) и (4) видно, что при $W_{\text{max}} = W_{\text{min}}$ $k_p = 1$. Этого можно достичь за счет расположения груза на середине пролета. Однако, это даст эффект только в период пуска, а в дальнейшем, даже в этом положении груза, будут наблюдаться явления, аналогичные центральному приводу.

Научная новизна и практическая значимость

Предложен усовершенствованный способ определения необходимой мощности двигателей мостового крана, который учитывает влияние трения качения колес о рельс и положение тележки в пролете. По результатам расчетов построены графические зависимости нагрузок на колеса крана, величины коэффициента трения качения колес, сопротивления передвижению крана от положения тележки на пролете. В результате анализа полученных графиков установлено, что величина мощности двигателей, которая принимается по существующей нормативной литературе, является заниженной.

Кроме того, предложена уточненная формула для определения коэффициента трения скольжения, учитывающего трение реборд колес о рельс. Приведены графические зависимости такого коэффициента трения и суммарного сопротивления движения крана от положения тележки крана.

Применение предложенного способа определения мощности привода крана позволяет более точно определять ее значения, учитывая при этом полное сопротивление трения качения колес с ребордами о рельс.

Выводы

Результаты проведенной работы позволяют сделать следующие выводы:

– главной причиной появления скольжения реборд колес по головке рельса является разность в сопротивлении от трения опор и величины коэффициента трения скольжения между ребордой и рельсом;

– поскольку при центральном приводе коэффициент трения реборд меньше, чем при раздельном примерно на 7–8 %, то можно считать, что износ реборд при расположении груза на середине пролета будет на этот же процент меньшим вследствие одинакового сопротивления движению опор;

– предложенный способ определения мощности двигателей механизмов передвижения мостовых кранов предполагает использование классической теории Герца по определению контактных деформаций и аналитической зависимости Табора по определению коэффициента трения качения;

– по результатам расчетов построены графические зависимости нагрузок на колеса крана, величины коэффициента трения качения колес, сопротивления передвижению крана от положения тележки на пролете;

– проведенный анализ полученных графиков показал, что мощность двигателей, полученная предложенным способом, оказывается (для приведенного примера) на 20 % выше, чем по существующим в литературе нормативам;

– при расположенной в середине пролета тележке с грузом, мощность двигателей равна их суммарной величине при других положениях тележки, поэтому мощность привода можно определить при положении тележки в середине пролета;

– приведена уточненная формула определения полного коэффициента трения скольжения, учитывающего трение реборд колес о рельс, и построены графические зависимости такого коэффициента трения и суммарного сопротивления движения крана от положения тележки крана.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : учебник / М. П. Александров. – Москва : МГТУ им. Н. Баумана : Высш. шк., 2000. – 522 с.
2. Балашов, В. В. Раздельный привод передвижения мостовых кранов / В. В. Балашов. – Москва : ВНИИПИИмаш, 1959. – 36 с.
3. Бондаренко, Л. М. Відношення між тиском реборд на рейку та коефіцієнтом опору руху і групою класифікації крана / Л. М. Бондаренко, К. Ц. Главацький // Нові матеріали в металургії та машинобудуванні : зб. наук. пр. ЗТТУ. – 2001. – № 1. – С. 106–109.
4. Бондаренко, Л. М. Деформаційні опори в машинах / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін. – Дніпропетровськ : Дніпро-VAL, 2002. – 200 с.
5. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – Москва : Мир, 1989. – 510 с.
6. Ковальский, Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов. – Луганск : ВНУ, 2000. – 63 с.
7. Ракша, С. В. Аналіз впливу пружних деформацій несучого каната на зусилля в тяговому канаті підвісної дороги / С. В. Ракша, Ю. К. Горячев, О. С. Куроп'ятник // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2013. – № 6 (48). – С. 110–119. doi: 10.15802/stp2013/19686.
8. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, Н. П. Колесник [и др.]. – Київ : Вища шк., 1975. – 520 с.
9. Писаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Київ : Наук. думка, 1975. – 725 с.
10. Підйомно-транспортні машини: розрахунки підймальних і транспортувальних машин : підручник / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник [та ін.]. – Київ : Вища шк., 2009. – 734 с.
11. Справочник по кранам. В 2 т. Т. 2 / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 559 с.
12. Awrejcewicz, J. Modeling and analytical/numerical analysis of wear processes in a mechanical friction clutch / J. Awrejcewicz, D. Grzelczyk // Intern. J. of Bifurcation and Chaos. – 2011. – Vol. 21, № 10. – P. 2861–2869. doi: 10.1142/S0218-127411030192.
13. Bažant, Z. P. Stability of Structures: Elastic, Inelastic, Failure and Damage Theories / Z. P. Ba-

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

- žant, L. Cedolin. – Singapore : World Scientific, 2010. – 1040 p. doi: 10.1142/9789814317047.
14. Bohomaz, V. M. Research of influencing of project discriptions of elevator on parameters of its drive / V. M. Bohomaz, K. TS. Hlavatskyi, O. A. Mazur // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. – № 2 (56). – С. 189–206. doi: 10.15802/stp2015-42178.
15. Høye, J. S. Casimir friction force for moving harmonic oscillators / J. S. Høye, I. Brevik // Intern. J. of Modern Physics : Conference Series. – 2012. – Vol. 14. – P. 141–154. doi: 10.1142/S20101945-12007295.

В. М. БОГОМАЗ^{1*}, Л. М. БОНДАРЕНКО^{2*}, К. Ц. ГЛАВАЦЬКИЙ^{3*}, К. О. СОКОЛ^{4*}

^{1*}Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 09, ел. пошта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

^{2*}Каф. «Прикладна механіка», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта bondarenko-l-m2015@yandex.ua ORCID 0000-0001-6602-2745

^{3*} Каф. «Прикладна механіка», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта kazimir.glavatskii@mail.ru, ORCID 0000-0002-3353-2543

^{4*}Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 09, ел. пошта erifdooG@ukr.net ORCID 0000-0002-2073-7881

СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНУ ПРИ ОБЛІКУ ТЕРТЯ КОЧЕННЯ

Мета. При розрахунку потужності приводу мостового крана одним із основних параметрів є величина опору його переміщенню. Однією з важливих складових опору пересуванню є тертя кочення колеса по рейці. У роботі необхідно визначити залежність величин статичного (динамічного) опору пересуванню мостового крана на прямолінійній ділянці шляху від положення візка в прольоті та дослідити вплив величин опору на знос реборд коліс. **Методика.** Використовуючи аналітичні залежності для визначення коефіцієнта тертя кочення, що залежить від величини півширини плями контакту між колесом і рейкою, запропоновано удосконалений спосіб розрахунку необхідної потужності приводу крана. **Результати.** За допомогою запропонованого способу розрахунку потужності побудовані графічні залежності навантажень на колеса крана, величини коефіцієнта тертя кочення коліс, опору пересуванню крана від положення візка на прольоті. У результаті аналізу отриманих графіків встановлено, що потужність двигунів, отримана запропонованим способом, виявляється вищою, ніж рекомендована існуючими нормативами. Наведена уточнена формула визначення повного коефіцієнта тертя ковзання, що враховує тертя реборд коліс по рейці. Побудовано графічні залежності такого коефіцієнта тертя та сумарного опору руху крана від положення візка крана. **Наукова новизна.** Вченими запропоновано удосконалений спосіб визначення необхідної потужності двигунів мостового крана, який враховує вплив тертя кочення коліс по рейці та положення візка в прольоті. Наведена уточнена формула для визначення коефіцієнта тертя ковзання, що враховує тертя реборд коліс по рейці. Побудовано графічні залежності такого коефіцієнта тертя та сумарного опору руху крана від положення візка крана. **Практична значимість.** Застосування запропонованого способу визначення потужності приводу крана дозволяє більш точно визначити її значення, враховуючи при цьому повний опір тертя кочення коліс із ребордами по рейці. Такий підхід дає можливість більш якісного підбору елементів механізму пересування мостового крана.

Ключові слова: мостовий кран; тертя кочення; реборда; потужність; привід; візок

V. M. BOHOMAZ^{1*}, L. M. BONDARENKO^{2*}, K. TS. HLAVATSKYI^{3*}, K. O. SOKOL^{4*}

^{1*}Dep. «Military training of specialists of the State special service of transport», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 793 19 09, e-mail wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

^{2*}Dep. «Applied Mechanics», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0001-6602-2745

^{3*}Dep. «Applied Mechanics», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail kazimir.glavatskii@mail.ru, ORCID 0000-0002-3353-2543

^{4*}Dep. «Military training of specialists of the State special service of transport», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 793 19 09, e-mail erifdooG@ukr.net, ORCID 0000-0002-2073-7881

METHOD OF THE DRIVE POWER DETERMINATION OF THE MECHANISMS OF THE BRIDGE CRANE MOVEMENT CONSIDERING THE ROLLING FRICTION

Purpose. The value of drive resistance to its movement is the main parameter at calculating the drive power of bridge crane. The value of the wheel rolling friction on the rails is one of the important parts of the resistance to movement. It is necessary to determine the dependence of static (dynamic) quantities of resistance to the bridge crane movement on a straight section of the track from the position of the bogie in the span, and explore the influence of the wheel flanges resistance for wear. **Methodology.** Using the analytical dependences for determining the rolling friction coefficient, that depends on the size of the half-width of the contact between the wheel and rail, the improved method for calculating the required drive power of the crane was proposed. **Findings.** With the proposed method of power calculation the characteristic curve of the crane wheel loads, the coefficient of rolling friction of the wheels and the crane resistance to movement from the position of the bogie on span were built. In the result of graphs analysis it was found that the engine power, obtained by the proposed method is higher than the recommended by the existing standards. The more precise formula for determining the total coefficient of sliding friction that takes into account the friction of wheel flanges on the rail is given. The characteristic curves of such coefficient of friction and the total resistance to movement of the position of the crane bogie were built. **Originality.** The scientists proposed an improved method of determining the required engine power of bridge crane, which takes into account the effect of rolling friction of the wheels on the rails and the bogie in the span. The improved formula for determining the coefficient of friction that takes into account the friction wheel flanges of the rail was given. The characteristic curve of this coefficient of friction and the total resistance movement of crane from the position of the crane bogie were built. **Practical value.** The application of the proposed method of determining the driving power of the crane allows determining its value more precisely, taking into account the impedance of the rolling friction of the wheels on the rails with a flanged on the rails. This approach enables better selection of elements of the mechanism of the bridge crane movement.

Keywords : bridge crane; rolling friction; flange; power; drive; bogie

REFERENCES

1. Aleksandrov M.P. *Podemno-transportnyye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskyy universitet im. N. E. Baumana, Vysshaya shkola Publ., 2000. 522 p.
2. Balashov V.V. *Razdelnyy privod peredvizheniya mostovykh kranov* [Separate drive for the movement of overhead cranes]. Moscow, VNIIPImash Publ., 1959. 36 p.
3. Bohomaz V.M., Hlavatskyi K.TS., Mazur O.A. Research of influencing of project discriptions of elevator on parameters of its drive. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2015, no. 2 (56), pp. 189-206. doi: 10.15802/stp2015/42178.
4. Bondarenko L.M., Hlavatskyi K.Ts. Vidnoshennia mizh tyskom rebord na reiku ta koefitsientom oporu rukhu i hrupoiu klasyfikatsii krana [The ratio between the pressure flange on the rail and the coefficient of resistance movement and group classification crane]. *Zbirnyk naukovykh prats Zaporizkoho natsionalnoho tekhnichnoho*

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

- universytetu «Novi materialy v metalurhii ta mashynobuduvanni»* [Proc. of the Zaporizhzhya National Technical University «New materials in metallurgy and mechanical engineering»], 2001, no. 1, pp. 106-109.
5. Bondarenko L.M., Dovbnia M.P., Loveikin V.S. *Deformatsiini opory v mashynakh* [Deformation bearings in machines]. Dnipropetrovsk, Dnipro–VAL Publ., 2002. 200 p.
 6. Dzhonson K. *Mekhanika kontaktynogo vzaimodeystviya* [Mechanics of contact interaction]. Moscow, Mir Publ., 1989. 510 p.
 7. Kovalskiy B.S. *Voprosy peredvizheniya mostovykh kranov* [The issues of bridge cranes movement]. Lugansk, VNU Publ., 2000. 63 p.
 8. Raksha S.V., Horiachev Yu.K., Kuropiatnyk O.S. Analiz vplyvu pruzhnykh deformatsii nesuchoho kanata na zusyllia v tiahovomu kanati pidvisnoi dorohy [Influence analysis of elastic deformations of the track cable on efforts in the hauling rope of aerial ropeway]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2013, no. 6 (48), pp. 110-119. doi: 10.15802/stp2013/19686.
 9. Ivanchenko F.K., Bondarev V.S., Kolesnik N.P. *Raschety gruzopodemnykh i transportiruyushchikh mashin* [Calculations of lifting and transport machines]. Kyiv, Vyshcha shkola Publ., 1975. 520 p.
 10. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveyev V.V. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* [Handbook of structural resistance]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 1975. 725 p.
 11. Bondariev V.S., Dubynets O.I., Kolisnyk M.P. *Pidiomno-transportni mashyny: rozrakhunky pidiimalnykh i transportovalnykh mashyn* [Lifting and transport machines: calculations of lifting and transporting machines]. Kyiv, Vyshcha shkola Publ., 2009. 734 p.
 12. Aleksandrov M.P., Gokhberg M.M., Kovin A.A. *Spravochnik po kranam* [Handbook on cranes]. Leningrad, Mashinostroeniye Publ., 1988. 559 p.
 13. Awrejcewicz J., Grzelczyk D. Modeling and analytical/numerical analysis of wear processes in a mechanical friction clutch. *Intern. Journal of Bifurcation and Chaos*, 2011, vol. 21, no. 10, pp. 2861-2869. doi: 10.1142/S0218127411030192.
 14. Bažant Z.P., Cedolin L. *Stability of Structures: Elastic, Inelastic, Failure and Damage Theories*. Singapore, World Scientific Publ., 2010. 1040 p. doi: 10.1142/9789814317047.
 15. Høyе J.S., Brevik I. Casimir friction force for moving harmonic oscillators. *Intern. Journal of Modern Physics: Conference Series*, 2012, vol. 14, pp. 141-154. doi: 10.1142/S2010194512007295.

Стаття рекомендована до публікації д.т.н., проф. С. В. Ракшою (Україна); д.т.н., проф. В. Г. Заренбіним (Україна)

Поступила в редколлегию 11.06.2015

Принята к печати 17.08.2015