

УДК 625.1.03

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПУТИ ТРЕНИЯ ГРЕБНЯ КОЛЕСА ПО РЕЛЬСУ**Михайлов Е.В., Семенов С.А.****DETERMINATION OF WAY OF FRICTION OF COMB OF WHEEL ON RAIL****Mikhaylov E.V., Semenov S.A.**

В статье с использованием теории циклоидальных кривых проведен анализ особенностей кинематики движения колес традиционной и перспективной (с возможностью независимого вращения гребня) конструктивной схемы. Получено аналитическое выражение для определения длины пути трения гребня колеса по боковой грани головки рельса через геометрические параметры колеса с учетом реальных условий контактирования колеса с рельсом. Результаты анализа дают основания утверждать, что использование таких колес в ходовой части рельсовых экипажей может позволить существенно уменьшить дифференциальное кинематическое сопротивление движению и износ контактирующих поверхностей колеса и рельса за счет снижения пути трения гребней колес по боковым граням головок рельсов.

Ключевые слова: колесо, рельс, гребень, проскальзывание, циклоида удлиненная, эллипс, сопротивление движению.

Введение. Рельсовый транспорт, совершая значительные объемы перевозочной работы, является одним из крупнейших потребителей энергоресурсов как в нашей стране, так и во всем мире. Например, по данным Госкомстата Украины только в 2014 году железнодорожным транспортом было израсходовано энергоносителей (в нефтяном эквиваленте) в общем количестве 675 тысяч тонн. С учетом достаточно высокой стоимости энергоносителей, снижение их потребления является важнейшей задачей для повышения конкурентоспособности и дальнейшего развития этого вида транспорта.

Постановка проблемы. Большая часть используемой в работе железнодорожного транспорта энергии расходуется на тягу поездов. За счет преобразования энергии потребляемых силовыми установками локомотива энергоносителей, при взаимодействии движущих его колес с рельсами осуществляется работа касательной силы тяги, которая преимущественно затрачивается на преодоление препятствующих движению поезда неуправляемых внешних сил. Результирующая этих сил и представляет собой сопротивление движению поезда.

Представляется очевидным, что для повышения энергоэффективности рельсового транспорта (снижения количества потребляемых энергоносителей при том же или большем объеме перевозочной работы), целесообразно осуществлять мероприятия, направленные на снижение сопротивления движению поездов. Следует отметить, что составляющие общее сопротивление движению поезда внешние силы различны по своей природе и причинам возникновения, поэтому, для разработки указанных мероприятий, необходимо определить их структуру и реальные возможности регулирования интенсивности их действия.

Анализ последних исследований и публикаций. Полное сопротивление движению экипажа на рельсовом транспорте в общем случае включает в себя постоянно действующее основное сопротивление, и действующие временно дополнительные сопротивления (при трогании с места, от низкой температуры, от ветра, от уклона, от кривых, от воздушной среды в тоннеле и т.п.) [2, 7, 16, 17].

Основное сопротивление представляет суммарную силу, которая препятствует движению подвижного состава по прямому горизонтальному пути на открытой местности при нормальных метеорологических условиях (атмосферное давление 760 мм.рт.ст., температура наружного воздуха 20 °С, скорость ветра 0 м/с). Его величину обычно определяют как сумму следующих важнейших составляющих:

- сопротивление от трения качения колес по рельсам,
- сопротивление от трения скольжения колес по рельсам,
- сопротивление от рассеяния энергии в пути,
- аэродинамическое сопротивление,
- сопротивление от рассеяния экипажем энергии в окружающую среду.

Для определения величины первых четырех составляющих основного сопротивления движению

традиционно используются полученные по результатам экспериментов эмпирические формулы, например [2, 7], дающие приемлемые для практики результаты.

На уровень рассеяния подвижным составом энергии в окружающую среду может существенно влиять значительное число факторов, поэтому использование общих эмпирических формул в этом случае затруднительно [8, 17].

В различных странах используются также разнообразные эмпирические формулы для определения и составляющих дополнительного сопротивления движению. До настоящего времени использование эмпирических формул является основным расчетным методом оценки сопротивления движению рельсового экипажа.

При анализе значимости составляющих сопротивления движению рельсовых экипажей многие исследователи приходят к выводу, что наибольший вклад в общее сопротивление движению вносят те из них, которые связаны с кинематикой и динамикой фрикционного взаимодействия колес и рельсового пути [12]. Возникающие в результате этого взаимодействия силы, в зависимости от условий движения рельсового экипажа, создают до 90 (а порой и более) процентов сопротивления движению [4, 8, 12], поэтому, наиболее перспективными направлениями исследований по снижению сопротивления движению являются работы, направленные на уменьшение указанных составляющих.

Подсчитать рассеиваемую при фрикционном взаимодействии колес и рельсов энергию достаточно сложно из-за влияния на этот процесс многих факторов, основными из которых являются скорость движения и конструкция подвижного состава. Влияние скорости сказывается как на проскальзывании колесных пар, так и на изменении коэффициента трения, который также зависит от скорости. На скольжение колес также оказывают влияние конструктивная схема ходовой части, износ бандажей и рельсов, разбеги колесных пар и т.д.

Особый вклад в создание сопротивления движению рельсовых экипажей вносят процессы, связанные с взаимодействием гребня колеса с рельсом в случае двухточечного контактирования, когда в гребневом контакте возникает дополнительное паразитное проскальзывание. Некоторые исследователи утверждают, что «величина удельного сопротивления в кривой пути, приходящаяся на трение гребня составляет около 95% от общей его величины» [4].

В работах В.П.Ткаченко [12] вводится понятие кинематического сопротивления движению, причиной которого является кинематическое несоответствие геометрических параметров поверхностей катания колес и кинематических параметров движения, вызывающее паразитные проскальзывания. При этом предложено выделять в кинематическом сопротивлении движению две составляющие: дифференциальное и циркуляционное сопротивле-

ние. Первое определяется пространственным распределением контактных сил и скоростей скольжения в паре «колесо-рельс», а второе является результатом группового многоконтактного взаимодействия системы колес и колесных пар с рельсовым путем в процессе направляемого движения в рельсовой колее при циркуляции паразитной мощности в пределах одной колесной пары или группы колесных пар, объединенных одной рамой. Напрямую связанные с этими явлениями повышенные энергетические затраты на преодоление дополнительного сопротивления движению подвижного состава а также сопутствующий износ контактирующих поверхностей колес и рельсов представляют серьезную техническую и экономическую проблему для рельсового транспорта.

Известен ряд ресурсосберегающих технологий, направленных на снижение энергетических затрат на тягу поездов и износа контактирующих поверхностей. Наиболее проработанными и распространенными из них являются смазка зон контакта колеса с рельсом, улучшение динамических качеств рельсовых экипажей, оптимальный выбор соотношения твердости колеса и рельса, подбор конформных профилей поверхностей катания колеса и рельса и др. [5, 8, 13, 19]. Однако, использование этих технологий позволяет пока лишь частично решить проблему снижения кинематического сопротивления.

Важным направлением решения отмеченной проблемы может быть совершенствование конструкции ходовых частей рельсовых экипажей, заключающееся в оптимизации параметров рессорного подвешивания, обеспечении радиальной установки в кривых тележек и колесных пар экипажа, совершенствовании конструктивных схем самих колесных пар, например, применение независимо вращающихся колес, чему посвящено достаточно большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей, например [5, 6, 13, 14]. Однако, вопросам совершенствования конструкций самих колес рельсовых экипажей уделяется пока недостаточно внимания. А ведь без изменения традиционной конструктивной схемы колеса (с монолитным изготовлением его поверхности катания и гребня) избежать отмеченного выше паразитного дифференциального проскальзывания гребней по рельсам не представляется возможным. Поэтому, целесообразно рассмотреть возможные преимущества принципиального изменения конструктивной схемы колеса, например, позволяющей гребню поворачиваться относительно колеса вокруг их общей оси. Авторами предложено несколько вариантов конструктивного исполнения таких колес для рельсовых экипажей [9, 10]. Не останавливаясь подробно на особенностях этих конструкций, подчеркнем, что все они имеют целью снижение дифференциального сопротивления движению при двухточечном контактировании колеса с рельсом за счет обеспечения раздельного вращения гребня и поверхно-

сти катания колеса вокруг общей оси. Для определения эффективности использования на рельсовом транспорте колес перспективной конструктивной схемы необходимо определить возможности снижения дифференциального сопротивления движению колес при их движении по рельсу.

Целью работы является определение пути трения гребня колеса по рельсу и возможностей снижения дифференциального сопротивления движению колеса рельсового экипажа за счет изменения конструктивной схемы колеса.

Результаты исследований. Движение колеса по рельсу приближенно можно описывать уравнениями плоскопараллельного движения тела, в котором всякое его перемещение в бесконечно малый промежуток времени может быть разложено на поступательное движение со скоростью некоторой точки тела и вращательное движение вокруг мгновенной оси, проходящей через эту точку.

Примем следующие допущения:

- колесо катится по рельсу с постоянной скоростью V ;
- продольное проскальзывание в точке A его контакта с рельсом A отсутствует;
- при движении колеса по рельсу угол набегания $\psi = 0$;
- гребень колеса прижат к боковой грани головки рельса постоянной поперечной силой F ;
- площадки контакта поверхности катания колеса и головки рельса, а также гребня колеса и боковой грани головки рельса представляют собой геометрические точки.

Мгновенным центром поворота любой точки колеса при таком движении является точка контакта колеса с рельсом A . При качении колеса по рельсу без проскальзывания, расположенная на поверхности катания колеса точка A будет совершать движение по траектории обыкновенной циклоиды (рис.1), а расположенная на гребне колеса точка B – по траектории удлиненной циклоиды [3]. Траектория точки B на удлиненной циклоиде не имеет точек замирания (точек возврата). При этом на траектории удлиненной циклоиды имеются «петли», часть периметра которых (как это видно из рис.1) приходится на путь трения гребня по боковой грани головки рельса.

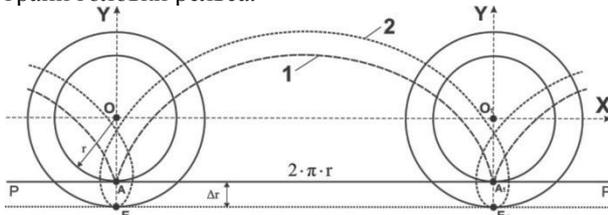


Рис.1. Траектории движения точек колеса традиционной конструктивной схемы:
1- циклоида, 2 – удлиненная циклоида

В случае использования колеса перспективной конструктивной схемы (с возможностью раздельного вращения гребня и поверхности катания

колеса вокруг общей оси) [9, 10, 18], точка B на гребне колеса при его качении по рельсу в идеальном случае может перекачиваться по боковой грани головки рельса без проскальзывания, перемещаясь по траектории обыкновенной циклоиды (рис.2).

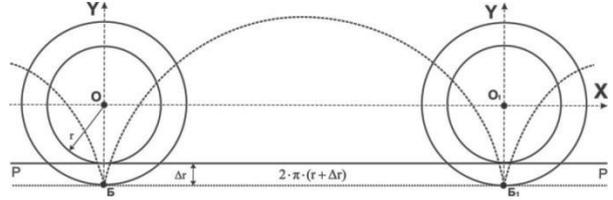


Рис.2. Траектория движения точки B на гребне колеса перспективной конструктивной схемы

Снижение паразитного проскальзывания в гребневом контакте определяет соответствующее снижение работы сил трения, что позволит существенно уменьшить дифференциальное кинематическое сопротивление движению такого колеса.

Теория циклоидальных кривых, в основу которой положены фундаментальные законы движения круга без проскальзывания, получила математическое обоснование в работах Э. Торичелли, Б. Паскаля, Р. Декарта, П. Ферма еще в 18-19 веках. Применение математических свойств циклоиды в области практической и прикладной механики также встречается в работах Х. Гюйгенса, И. Ньютона, Г. Лейбница, Л. Эйлера, Ж. Лагранжа [1, 3]. В настоящее время ряд исследователей [11, 14] также пытаются адаптировать эту теорию для исследования кинематических особенностей движения колеса подвижного состава по рельсовому пути.

Вычислим при помощи этой теории путь трения гребня колеса по боковой грани головки рельса, величина которого и определяет дифференциальное кинематическое сопротивление движению.

Из рис.3 видно, что путь трения точки контакта гребня по боковой грани головки рельса соответствует части периметра $B_1B_2B_3$ петли $CB_1B_2B_3$ удлиненной циклоиды.

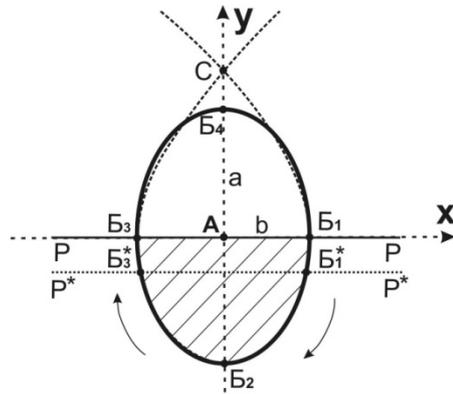


Рис.3. Петля удлиненной циклоиды

Уравнения удлиненной циклоиды в параметрическом виде записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} x_B &= r \cdot (\bar{\sigma} - (r + Dr) \cdot \sin \bar{\sigma}), \\ y_B &= r \cdot (1 - (r + Dr) \cdot \cos \bar{\sigma}) \end{aligned} \quad (1)$$

Длина дуги плоской кривой при ее параметрическом задании в общем случае вычисляется по формуле

$$L = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{[x'(\alpha)]^2 + [y'(\alpha)]^2} d\alpha. \quad (2)$$

Интеграл вида (2) при подстановке производных от уравнений (1) будет представлять собой эллиптический интеграл второго рода, который через элементарные функции не решается. Для его вычисления необходимо использовать приближенные методы решения.

Из рис.3 видно, что периметр петли $CB_1B_2B_3$ удлинённой циклоиды достаточно хорошо аппроксимируется эллипсом $B_1B_2B_3B_4$. Часть периметра $B_1B_2B_3$ эллипса и представляет собой интересующий нас путь трения точки B гребня по боковой грани головки рельса.

Очевидно, что длина полуоси a эллипса $B_1B_2B_3B_4$ равна величине Dr . Для определения длины полуоси b эллипса рассмотрим расчетную схему, представленную на рис.4. При качении колеса по рельсу в некий момент времени t , при повороте колеса расположенная на гребне колеса точка B_1 достигает уровня горизонтальной линии PP , проходящей через точку контакта колеса с рельсом A , и вступает в контакт с боковой гранью головки рельса. При этом, для того, чтобы лежащая на одном радиусе OB_1 с точкой B_1 точка A_1 на поверхности катания колеса также вступила в контакт с рельсом в точке A_2 , колесо должно повернуться на некоторый угол α .

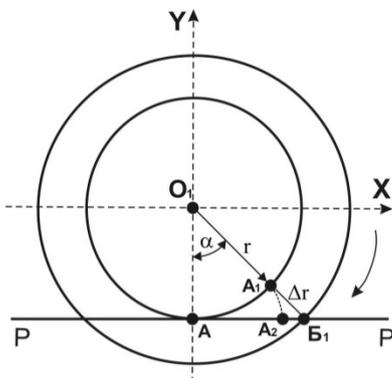


Рис.4. Расчетная схема

Величина этого угла составит

$$\bar{\sigma} = \arccos(r/(r + Dr)). \quad (3)$$

Тогда величина отрезка A_2B , которая и будет равна длине полуоси b эллипса (с учетом того, что $|AA_2| = \overset{\cup}{AA_1}$) определится так

$$|A_2B| = |AB| - |AA_2| = (r + Dr) \cdot \sin \bar{\sigma} - r \cdot \bar{\sigma}. \quad (4)$$

Таким образом, в первом приближении путь трения точки контакта гребня с рельсом по боковой грани его головки составит половину периметра $B_1B_2B_3$ эллипса $B_1B_2B_3B_4$.

Параметрические уравнения эллипса записываются в виде

$$y(\alpha) = b \cdot \sin \alpha; \quad x(\alpha) = \bar{\sigma} \cdot \cos \bar{\sigma}, \quad 0 \leq \bar{\sigma} \leq 2\pi. \quad (5)$$

С учетом (2) и (5) выражение для определения длины дуги эллипса может быть записано в следующем виде

$$L = a \cdot \int_{\bar{\sigma}_1}^{\bar{\sigma}_2} \sqrt{1 - \left(\frac{b}{\bar{\sigma}}\right)^2 \cdot \cos^2 \bar{\sigma}} d\bar{\sigma}. \quad (6)$$

Интеграл вида (6) также представляет собой эллиптический интеграл второго рода и аналитически не решается. Поэтому, для определения длины части периметра $B_1B_2B_3$ эллипса воспользуемся известными приближенными формулами для определения длины периметра эллипса L_3 . Наибольшую точность в диапазоне $0,05 < \bar{\sigma}/b < 20$ по данным литературных источников обеспечивает формула Рамануджана [1, 15]:

$$L_3 \approx \pi \cdot \left[3 \cdot (a + b) - \sqrt{(3 \cdot a + b) \cdot (a + 3 \cdot b)} \right]. \quad (7)$$

Так, при эксцентриситете эллипса $\sim 0,980$ (соотношение осей $\sim 1/5$) погрешность вычислений составляет $\sim 0,02\%$. Погрешность всегда отрицательная.

В нашем случае длина L_r пути трения точки B гребня по боковой грани головки рельса по элементарному периметру петли удлинённой циклоиды (длина дуги $B_1B_2B_3$) будет равна

$$L_r \approx \frac{\pi}{2} \cdot \left[3 \cdot (a + b) - \sqrt{(3 \cdot a + b) \cdot (a + 3 \cdot b)} \right]. \quad (8)$$

В общем случае длина L_r пути трения точки B гребня по боковой грани головки рельса будет меньше вычисленной по выражению (8), так как, в

зависимости от геометрии контактирования, а также степени износа гребней колес и рельсов, точка B гребня вступает в контакт с рельсом не при достижении ею уровня линии PP а несколько ниже (линия P^*P^* см. рис.5).

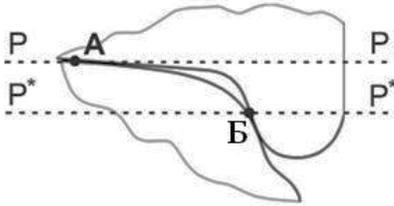


Рис. 5. Схема контактирования колеса с изношенным рельсом

Таким образом, значение длины пути трения гребня колеса по боковой грани головки рельса L_T по элементарному периметру петли удлиненной циклоиды может быть выражено через геометрические параметры колеса с учетом реальных условий контактирования гребня колеса и рельса

$$L_T \approx K^* \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (3 \cdot (Dr + b) - \sqrt{(3 \cdot Dr + b) \cdot (Dr + 3 \cdot b)}) = \\ = K^* \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (3 \cdot (Dr + b) - \sqrt{3 \cdot (Dr^2 + b^2) + 10 \cdot Dr \cdot b}), \quad (10)$$

где

$$b = (r + Dr) \cdot \sin(\arccos(r/(r + Dr))) - \\ - r \cdot \arccos(r/(r + Dr)) \quad (11)$$

Для того, чтобы точка B гребня прошла по боковой грани головки рельса путь трения L_T , колесо должно повернуться на угол 2α . Тогда, суммарный путь трения гребня по боковой грани головки рельса за один оборот колеса составит

$$L_T^{y1} = \frac{\pi}{\alpha} \cdot L_T = \frac{\pi}{\arccos(r/(r + Dr))} \cdot L_T. \quad (12)$$

Работа сил трения в гребневом контакте, определяющая величину дифференциального сопротивления движению колеса и износа контактирующих поверхностей, будет пропорциональна пути трения гребня по боковой грани головки рельса

$$A_T \approx F \cdot m \cdot L_T, \quad (13)$$

где m - коэффициент трения в гребневом контакте, F - величина направляющего усилия в гребневом контакте.

На рис.6 для примера показан график зависимости величины суммарной работы A_T сил трения

в гребневом контакте за один оборот колеса от величин Dr и K^* при фиксированных значениях $F = 50$ кН, $m = 0,25$, $r = 0,475$ м.

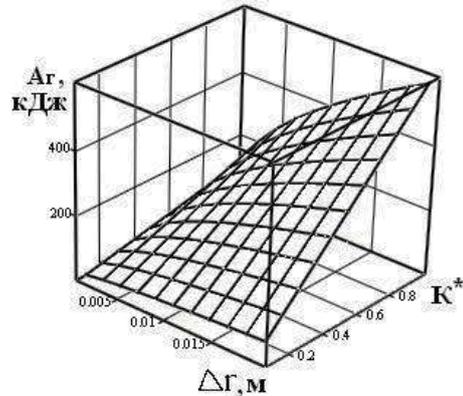


Рис. 6. График зависимости $A_T(Dr, K^*)$ при значениях $F = 50$ кН, $m = 0,25$, $r = 0,475$ м

Так, согласно графику, для значений $Dr = 0,01$ и $K^* = 0,9$ величина A_T составит около 4 кДж. С учетом того, что за один оборот колеса проходит путь около 3 метров, соответствующее значение величины суммарной работы сил трения в гребневом контакте на 1 километр пройденного пути при рассматриваемых условиях движения составит уже около 1300 кДж. Для случая движения колеса перспективной конструктивной схемы, вследствие отмеченных выше особенностей его кинематики, эта величина может быть существенно меньше (полного устранения трения в гребневом контакте добиться не удастся вследствие действия инерционных моментов и сопротивления в узле сопряжения гребня с колесом). Таким образом, использование в ходовой части рельсовых экипажей колес перспективной конструктивной схемы может позволить существенно снизить путь трения гребней колес по боковым граням головок рельсов и, тем самым, уменьшит дифференциальное кинематическое сопротивление движению и износ контактирующих поверхностей колеса и рельса.

Следует отметить, что вышеизложенные выкладки справедливы для условий движения колеса, когда угол его набегания на рельс равен нулю. При ненулевом угле набегания приведенные соотношения изменятся, и уточнение их характера требует дополнительных исследований.

Выводы.

В работе с использованием теории циклоидальных кривых получено аналитическое выражение для определения длины пути трения гребня колеса по боковой грани головки рельса через геометрические параметры колеса с учетом реальных условий контактирования.

Результаты анализа особенностей кинематики колеса перспективной конструктивной схемы дают

основания утверждать, что использование таких колес в ходовой части рельсовых экипажей может позволить существенно уменьшить дифференциальное кинематическое сопротивление движению и износ контактирующих поверхностей колеса и рельса за счет снижения пути трения гребней колес по боковым граням головок рельсов.

Л и т е р а т у р а

- Акопян А.В., Заславский А.А. Геометрические свойства кривых второго порядка. - М.: МЦНМО, 2007. - 136 с.
- Астахов П.Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава. - М.: Транспорт, 1966. - 178 с.
- Берман Г. Н. Циклоида. - М: Наука, 1980. - 112с.
- Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Ловейкин В. С. Деформационные опоры в машинах. – Днепропетровск: Дніпро - VAL, 2002. - 200 с.
- Винник Л.В. Проблемы механики подвижного состава с новыми конструкциями колесных пар.- Дисс.докт.техн. наук.- М., МИИТ, 2006.-720 с.
- Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. - Луганск: ВУГУ, 1999. - 476 с.
- Гребенюк, П. Т. Правила тяговых расчетов / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, О. А. Некрасов, А. Л. Лисицын и др. // М.: Транспорт, 1985. - 287 с.
- Комарова А.Н. Влияние характеристик тележек на энергоэффективность грузовых вагонов. - Дисс. канд. техн. наук.- С-Пб, 2015. - 88 с.
- Михайлов Є.В., Слащов В.А., Горбунов М.І., Щербак В.П., Семенов С.О. Колесо рейкового транспортного засобу. Деклараційний патент на корисну модель 75279. Оpubл.26.11.2012, бюл. № 22/2012.
- Михайлов Є.В., Слащов В.А., Горбунов М.І., Семенов С.О. Колісна пара рейкового транспортного засобу. Деклараційний патент на корисну модель 78070. Оpubл.11.03.2013, бюл. № 5/2013.
- Никитин, Д.Н., Коблов Р.В., Новачук Я.А., Григоренко В.Г. Моделирование кинематических параметров колес железнодорожного подвижного состава// Вестник ВНИИЖТ, № 4, 2012.-С.30-33.
- Ткаченко В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей.- Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996.- 200 с.
- Цыганков П.Ю. Совершенствование конструкции тележек скоростных локомотивов с целью улучшения их динамики: Дис. канд. техн. наук. – М., 2002. – 197 с.
- Шиллер В.В. Особенности взаимодействия колесной пары новой конструкции и рельсовой колеи//Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: материалы Всеросс. науч.-техн. конф./ОмГУПС, Омск, 2011.- С.52-58.
- Харди Г. Двенадцать лекций о Рамануджане. - М.: Институт компьютерных исследований, 2002. - 336 с.
- Lindgreen, E. Driving resistance from railroad trains / E. Lindgreen, S. Sorenson. – Copenhagen : DTU, 2005.–86p.
- Lukaszewicz, P. Energy consumption and running time for trains: doct. ... thesis / P. Lukaszewicz. – Stockholm : KTH, 2001. – 154 p.
- Mikhaylov E., Semenov S., Panchenko E. The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle.-ТЕКА. COMMISSION OF
- MOTORIZATION AND ENERGETICS IN AGRICULTURE, 2013. Vol. 13, №3, 03-08, pp. 139-145.
- Rakhmaninow V. I., Andreyev A. V. Practical ways to estimate reduction of resistance to train motion when applying lubricant on lateral sides of rails / International Heavy Haul Association STS — CONFERENCE Wheel — Rail Interface. Vol. 2 (1999). P. 541-543.

References

- Akopjan A.V., Zaslavskij A.A. Geometricheskie svojstva krivyh vtorogo porjadka. - M.: MCNMO, 2007. - 136 s.
- Astahov P.N. Soprotivlenie dvizheniju zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. - M.: Transport, 1966. - 178 s.
- Berman G. N. Cikloida. - M: Nauka, 1980. - 112 s.
- Bondarenko L. M., Dovbnja M. P., Lovejkin V. S. Deformacijni opori v mashinah. – Dnipropetrovsk: Dnipro - VAL, 2002. - 200 s.
- Vinnik L.V. Problemy mehaniki podvizhnogo sostava s novymi konstrukcijami kolesnyh par.- Diss.dokt.tehn. nauk.- M., MIIT, 2006.-720 s.
- Golubenko A.L. Sceptlenie kola s rel'som.- Lugansk:VUGU, 1999.-476 s.
- Grebenjuk, P.T. Pravila tjavovyh raschetov / P. T. Grebenjuk, A. N. Dolganov, O. A. Nekrasov, A. L. Lisicyn i dr. // M.: Transport, 1985. - 287 s.
- Komarova A.N. Vlijanie harakteristik telezhok na jenergojefektivnost' gruzovyh vagonov. - Diss. kand. tehn. nauk.- S-Pb, 2015. - 88 s.
- Mihajlov Є.V., Slashhov V.A., Gorbunov M.I., Shherbakov V.P., Semenov S.O. Koleso rejkovogo transportnogo zasobu. Deklaracijnij patent na korisnu model' 75279. Opubl.26.11.2012, bjul. № 22/2012.
- Mihajlov Є.V., Slashhov V.A., Gorbunov M.I., Semenov S.O. Kolisna para rejkovogo transportnogo zasobu. Deklaracijnij patent na korisnu model' 78070. Opubl.11.03.2013, bjul. № 5/2013.
- Nikitin, D.N., Koblov R.V., Novachuk Ja.A., Grigorenko V.G. Modelirovanie kinematiceskikh parametrov koles zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava// Vestnik VNIIZhT, № 4, 2012.-S.30-33.
- Tkachenko V.P. Kinematiceskoe soprotivlenie dvizheniju rel'sovyh jekipazhej.- Lugansk: Izd-vo VUGU, 1996.- 200 s.
- Cyganokov P.Ju. Sovershenstvovanie konstrukcii telezhok skorostnyh lokomotivov s cel'ju uluchshenija ih dinamiki: Dis. kand. tehn. nauk.- M., 2002. - 197 s.
- Shiller V.V. Osobennosti vzaimodejstvija kolesnoj pary novej konstrukcii i rel'sovoj kolei//Tehnologicheskoe obespechenie remonta i povysenie dinamicheskikh kachestv zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava: materialy Vseross. nauch.-tehn. konf./OmGUPS, Omsk, 2011.- S.52-58.
- Hardi G. Dvenadcat' lekcij o Ramanudzhane. - M.: Institut komp'juternyh issledovanij, 2002. - 336 s.
- Lindgreen, E. Driving resistance from railroad trains / E. Lindgreen, S. Sorenson. – Copenhagen : DTU, 2005.–86p.
- Lukaszewicz, P. Energy consumption and running time for trains: doct. ... thesis / P. Lukaszewicz. – Stockholm : KTH, 2001. – 154 p.
- Mikhaylov E., Semenov S., Panchenko E. The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle.-ТЕКА. COMMISSION OF
- MOTORIZATION AND ENERGETICS IN AGRICULTURE, 2013. Vol. 13, №3, 03-08, pp. 139-145.
- Rakhmaninow V. I., Andreyev A. V. Practical ways to estimate reduction of resistance to train motion when applying lubricant on lateral sides of rails / International Heavy

Haul Association STS — CONFERENCE Wheel — Rail Interface. Vol. 2 (1999). P. 541-543.

Михайлов Є.В., Семенов С.О. Визначення шляху тертя гребеня колеса по рейці.

У статті з використанням теорії циклоїдних кривих проведений аналіз особливостей кінематики руху коліс традиційної і перспективної (з можливістю незалежного обертання гребеня) конструктивної схеми. Отримано аналітичне вираження для визначення довжини шляху тертя гребеня колеса по бічній грані голівки рейки через геометричні параметри колеса з урахуванням реальних умов контакту колеса з рейкою. Результати аналізу дають підстави стверджувати, що використання коліс перспективної конструктивної схеми в ходовій частині рейкових екіпажів може дозволити істотно зменшити диференціальний кінематичний опір руху і знос контактуючих поверхонь колеса і рейки за рахунок зниження шляху тертя гребенів коліс по бічних гранях голівок рейок.

Ключові слова: колесо, рейка, гребінь, прослизання, циклоїда подовжена, еліпс, опір руху.

Mikhaylov E.V., Semenov S.A. Determination of way of friction of comb of wheel on rail.

In the article with the use of theory of cycloidal curves the analysis of features of kinematics of motion of wheels of

traditional and perspective (with possibility of independent rotation of comb) structural chart is conducted. Analytical expression is got for determination of pathlength of friction of comb of wheel on the lateral surface of railhead through the geometrical parameters of wheel taking into account the real terms of contact of wheel with a rail. The results of analysis ground to assert that the use of wheels of perspective structural chart in working part of railway vehicle can allow substantially to decrease differential kinematics resistance to motion and wear of contacting surfaces of wheel and rail due to the decline of way of friction of combs of wheels on the lateral surface of heads of rails.

Keywords: wheel, rail, comb, slipping, cycloid extended, ellipse, resistance to motion.

Михайлов Є.В. – к.т.н., доцент кафедри «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» СНУ ім. В. Даля, e-mail: evgmi@yandex.ua.

Семенов С.О. – старший викладач кафедри «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» СНУ ім. В. Даля.

Рецензент: д.т.н., проф. **Чернецька-Білецька Н.Б.**

Стаття подана 29.03.2016