



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.423:629.4.016.2

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>

EDN: <https://elibrary.ru/yjekzw>



Анализ кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами

А. А. Бакланов✉

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
Омск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Сцепление колес электровоза с рельсами определяют различные параметры (кинематические и энергетические), от которых зависят масса и скорость движения поезда, расход энергии и т. п. В условиях вождения грузовых поездов повышенной массы и длины актуальность проблемы сцепления колес электровоза с рельсами значительно возрастает, особенно при использовании мощных тяговых электродвигателей, в том числе бесколлекторных. Для принятия обоснованных решений по увеличению массы и скорости движения поездов, сокращению энергозатрат на тягу и общему снижению эксплуатационных расходов необходимо иметь четкое представление об основных закономерностях процессов в зоне сцепления колес электровоза с рельсами и их параметрах.

Материалы и методы. В работе с использованием системного подхода, методов математического анализа и энергетического баланса рассмотрены основные закономерности процессов в зоне сцепления колес электровоза с рельсами, их кинематические и энергетические параметры. При рассмотрении данных процессов приняты некоторые допущения: диаметры колес электровоза одинаковые, давление всех колес на рельсы в любой момент времени и в каждой точке пути одинаковое, колебания колесных пар отсутствуют и т. п. Эти допущения не оказывают существенного влияния на конечные результаты, но значительно упрощают получение необходимых аналитических выражений.

Результаты. Получены числовые значения параметров сцепления колес электровоза с рельсами, которые согласуются с экспериментальными данными.

Обсуждение и заключение. Предложены принципы анализа и система логически обоснованных и взаимосвязанных кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами, выявлены основные закономерности изменения этих параметров. Результаты исследования могут быть использованы для научно обоснованного принятия решений по практическому применению параметров сцепления колес электровоза с рельсами.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: электровоз, режимы тяги и торможения, сцепление колес с рельсами, скольжение, потери энергии, КПД сцепления колес

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Бакланов А. А. Анализ кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 285–296. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>.

✉ aleksbakl@mail.ru (А. А. Бакланов)

© Бакланов А. А., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.423:629.4.016.2

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>

EDN: <https://elibrary.ru/yjekzw>



Analysis of kinematic and energy parameters of electric locomotive wheel – rail adhesion

Alexander A. Baklanov✉

Omsk State Transport University,
Omsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Electric locomotive wheel – rail adhesion is determined by various parameters (kinematic and energetic) that affect the mass and speed of the train, energy consumption, etc. Goods trains of increased weight and length considerably increase the urgency of the problem of electric locomotive wheel – rail adhesion, especially when using powerful electric traction motors, including commutatorless ones. Making reasonable decisions to increase the mass and speed of trains, reduce energy consumption for traction and generally reduce operating costs requires a clear understanding of the basic regularities of the processes in electric locomotive wheel – rail adhesion zones and their parameters.

Materials and methods. The paper uses a system approach, methods of mathematical analysis and energy balance to consider the main regularities of processes in the electric locomotive wheel – rail adhesion zone, their kinematic and energy parameters. Consideration of these processes takes some assumptions: diameters of electric locomotive wheels and pressure of all wheels on rails at any moment of time and at each point of the track is the same, oscillations of wheel pairs are absent, etc. These assumptions do not significantly affect the final results but greatly simplify the derivation of the necessary analytical expressions.

Results. The researcher obtained numerical values of the electric locomotive wheel – rail adhesion parameters, which agree with the experimental data.

Discussion and conclusion. The author proposed the principles of analysis and a system of logically justified and inter-related kinematic and energy parameters of electric locomotive wheel – rail adhesion, identified the main regularities of changes in these parameters. The research results can be used to make science based decisions on the practical application of the electric locomotive wheel – rail adhesion.

KEYWORDS: electric locomotive, traction and braking modes, wheel – rail adhesion, sliding, slip, energy losses, wheel adhesion efficiency

FOR CITATION: Baklanov A. A. Analysis of kinematic and energy parameters of electric locomotive wheel – rail adhesion. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):285-296. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>.

✉ aleksbaki@mail.ru (A. A. Baklanov)

© Baklanov A. A., 2023

Введение. В режимах тяги и торможения электровоза в точках сцепления колес с рельсами происходит образование касательных сил тяги и торможения. Здесь и далее имеется в виду любая разновидность торможения, в том числе электрическое торможение. В работе [1] показано, что реализация этих сил совершается не при чистом качении колеса (колесной пары) по рельсам, а связана с трением при проскальзывании колес относительно рельсов. Из-за этого возникают потери энергии, и происходит износ контактирующих поверхностей, который определяется работой силы трения скольжения.

Изучению проблем реализации сил тяги и торможения с учетом проскальзывания колес локомотива относительно рельсов на основе различных принципов и моделей посвящены многие работы. Так, в работе [2] рассмотрена методика оценки нагруженности электровоза по сцеплению и выбора рациональных тяговых средств для вождения поездов повышенной массы и длины с учетом основных показателей перевозочного процесса. В работах [1, 3, 4] исследованы тяговые свойства локомотивов, способы повышения их сцепных качеств, средства защиты от боксования и юза колесных пар. Работы [5–13] посвящены в основном углублению представлений о природе фрикционного взаимодействия колеса и рельса, оценке влияния на него различных факторов. В каждой из перечисленных работ в той или иной степени затронуты вопросы проскальзывания колес локомотива относительно рельсов и потерь энергии в сцеплении, однако рассмотрены они достаточно односторонне. Проскальзывание рассматривалось как сочетание скоростей качения и скольжения (верчения), оценивались скорость и путь скольжения. В то же время проскальзывание — процесс, связанный с энергозатратами, которые необходимо оценить. В данной статье вопросы проскальзывания исследованы подробнее с позиций кинематики и энергетического баланса сцепления, являющегося частью общего энергетического баланса движения поезда [14].

Цель настоящей работы — обоснование системы взаимосвязанных параметров сцепления колес электровоза с рельсами на основе анализа его кинематических и энергетических параметров, используемых при решении задач тяги поездов.

Для упрощения дальнейших рассуждений приняты следующие допущения: диаметры колес электровоза одинаковые; массы, приходящиеся на каждое колесо и колесную пару электровоза, одинаковые; вертикальные ускорения колесных пар отсутствуют, т. е. силы давления всех колес электровоза на рельсы в любой момент времени и в каждой точке пути одинаковые; колебания (виляние, крутильные и др.) колесных пар электровоза отсутствуют; поверхности катания колес

и рельсов чистые и сухие. С учетом этих допущений, а также существующей конструкции колесной пары, у которой колеса на оси не вращаются, поскольку посажены жестко, дальнейшее изложение в одинаковой степени относится либо к колесу, либо к колесной паре. Эти допущения при рассмотрении кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами позволяют учитывать только основные влияющие факторы, хотя фактически проскальзывание колес электровоза относительно рельсов и связанные с ним потери энергии обусловлены сложными физическими процессами, возникающими при взаимодействии колес и рельсов и зависящими от многих факторов. Принятые допущения не оказывают существенного влияния на конечные результаты, однако значительно упрощают получение необходимых аналитических выражений.

Кинематика сцепления колеса (колесной пары) с рельсами. Проскальзывание колеса (колесной пары) электровоза относительно рельсов в каждый момент времени характеризуется мгновенной скоростью скольжения $V_{ск}$ (рис. 1), определяемой в режимах тяги и торможения разностью мгновенных линейной скорости на поверхности катания бандажа колеса V_6 и скорости перемещения точки контакта колеса с рельсом V , равной скорости поступательного движения электровоза и описываемой формулой, приведенной в работах многих авторов, в том числе в [1–3]:

$$V_{ск} = V_6 - V. \quad (1)$$

Линейная скорость на поверхности катания бандажа колеса V_6 связана с его угловой скоростью ω_k и радиусом R_6 известным соотношением $V_6 = \omega_k R_6$, при этом за счет проскальзывания колеса (колесной пары) относительно рельсов она больше скорости поступательного движения V в режиме тяги и меньше ее в режиме торможения.

Поскольку при движении колеса (колесной пары) с проскальзыванием в режиме тяги электровоза линейная скорость на поверхности катания бандажа колеса больше скорости поступательного движения, т. е. $V_6 > V$, в соответствии с выражением (1) скорость $V_{ск}$ является положительной и направленной в точке контакта колеса с рельсом согласно со скоростью V_6 навстречу скорости V (рис. 1, а). При движении колеса (колесной пары) с проскальзыванием в режиме торможения электровоза линейная скорость на поверхности катания бандажа колеса меньше скорости поступательного движения, т. е. $V_6 < V$, поэтому скорость $V_{ск}$ в соответствии с выражением (1) является отрицательной и направленной в точке контакта колеса с рельсом согласно со скоростью V навстречу скорости V_6 (рис. 1, б).

Для оценки проскальзывания колеса (колесной пары) электровоза относительно рельсов введем параметр, называемый скольжением s , мгновенное значение которого с учетом выражения (1) характеризуется соотношением

$$s = \frac{V_{\text{ск}}}{V} = \frac{V_6 - V}{V} = \frac{V_6}{V} - 1. \quad (2)$$

Необходимо отметить, что в работе [1] отношение $V_{\text{ск}}/V$ названо интенсивностью крипа, в учебной литературе по теории электрической тяги эту величину называют относительной скоростью упругого смещения¹.

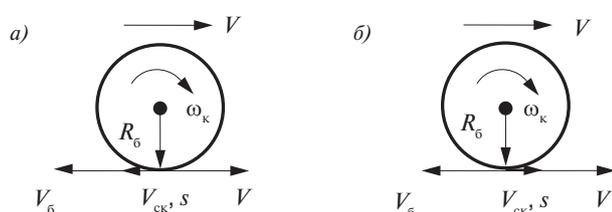


Рис. 1. Скорости колеса (колесной пары) при движении с проскальзыванием в режимах тяги (а) и торможения (б) электровоза

Fig. 1. Wheel (wheel pair) speeds during slip motion in traction (a) and braking (b) modes of an electric locomotive

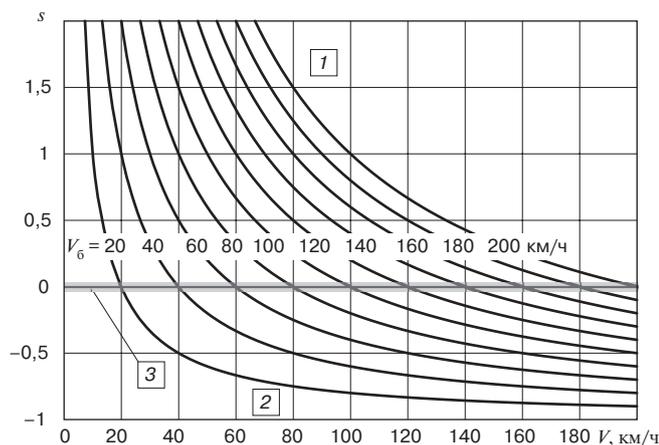


Рис. 2. Скольжение s колеса (колесной пары) электровоза относительно рельсов:
1 — тяга, зона боксования; 2 — торможение, зона юза;
3 — зона крипа

Fig. 2. Slip s of the electric locomotive wheel (wheel pair) against the rails:
1 — traction, skid zone;
2 — brake, slipping zone;
3 — creep zone

Таким образом, при проскальзывании колеса (колесной пары) относительно рельсов в режиме тяги имеем $V_6 > V, V_{\text{ск}} > 0, s > 0$, а в режиме торможения — $V_6 < V, V_{\text{ск}} < 0, s < 0$. Следовательно, скольжение s имеет такой же знак, как и скорость скольжения $V_{\text{ск}}$. Значительное проскальзывание колес (колесных пар) в режиме тяги электровоза при $s \gg 0$ называют боксованием, а в режиме торможения при $s \ll 0$ — юзом.

Рассчитанные по формуле (2) и приведенные на рис. 2 зависимости $s(V, V_6)$ показывают, что в режиме тяги с увеличением скорости поступательного движения электровоза V при неизменной линейной скорости V_6 скольжение s колеса (колесной пары) уменьшается, а при неизменной скорости V с увеличением скорости V_6 скольжение колеса (колесной пары) возрастает.

В режиме торможения с увеличением скорости V при неизменной скорости V_6 абсолютное значение скольжения колеса (колесной пары) возрастает, а при неизменной скорости V с увеличением скорости V_6 абсолютное значение скольжения колеса (колесной пары) уменьшается.

Следовательно, на рис. 2 выше оси абсцисс расположена зона боксования колеса (колесной пары) в режиме тяги электровоза, а ниже оси абсцисс — зона юза в режиме торможения. В зоне проскальзывания при $s = \pm(0,01...0,03)$, выделенной на рис. 2 серым цветом, имеет место так называемый крип, т. е. микропроскальзывание колеса, обусловленное предварительным смещением контактирующих материалов колеса и рельса в процессе реализации силы тяги (торможения) [1].

В режиме тяги при боксовании максимальные значения скоростей V_6 и $V_{\text{ск}}$, а также скольжения колеса (колесной пары) могут быть сколь угодно большими. Это обычно происходит при так называемом разномном боксовании. В режиме торможения при юзе минимальное значение скольжения колеса (колесной пары) составляет $s = -1$, при этом скорость $V_6 = 0$, и такой режим называют заклиниванием колеса (колесной пары). В режиме электрического торможения в некоторых случаях абсолютное значение скольжения может быть больше единицы, т. е. $s > |1|$, такой режим торможения применяется в области малых скоростей движения и реализуется при противоключении тягового электродвигателя².

Боксование и юз колесных пар электровоза считаются не аварийными, а ненормальными режимами, однако их последствия могут быть весьма серьезными,

¹ Розенфельд В. Е., Исаев И. П., Сидоров Н. Н. Теория электрической тяги: учеб. для вузов ж.-д. транспорта. М.: Транспорт, 1983. 328 с.; Осипов С. И., Осипов С. С., Феоктистов В. П. Теория электрической тяги: учеб. для вузов ж.-д. транспорта / под ред. С. И. Осипова. М.: Маршрут, 2006. 436 с.

² Осипов С. И., Осипов С. С., Феоктистов В. П. Указ. соч.

требующими ремонта или замены отдельных узлов. При разном боксовании, когда скольжение колесных пар становится очень высоким, из-за больших инерционных сил может произойти разрушение деталей и узлов колесно-моторных блоков электровоза. При юзе на поверхности катания колес могут образовываться ползуны, из-за которых, как правило, требуется снижение скорости движения электровоза и последующая обточка бандажей колес в локомотивном депо. Боксование и юз колесных пар электровоза приводят к повышенному износу контактирующих поверхностей бандажей и рельсов и увеличению расхода энергии на тягу.

Обобщенные параметры скольжения колеса (колесной пары). С целью оценки потерь энергии в сцеплении колес электровоза с рельсами рассмотрим обобщенные параметры скольжения. При движении с проскальзыванием за время $T = T_{\text{ск}}$ длина пути L_6 , измеряемая на поверхности катания бандажа колеса, определяется количеством оборотов колеса (колесной пары) n_k и длиной окружности на поверхности катания бандажа, обусловленной его диаметром D_6 , т. е. $L_6 = n_k \pi D_6$. В поступательном движении вместе с электровозом колесо (колесная пара) за такое же время проходит путь длиной L , при этом из-за проскальзывания колес относительно рельсов в режиме тяги $L_6 > L$, а в режиме торможения $L_6 < L$. В целом эти длины путей определяются интегралами:

$$\begin{aligned} L_6 &= \int_0^T V_6 dt = V_{6r} T; \quad L = \int_0^T V dt = V_t T; \\ L_{\text{ск}} &= \int_0^T V_{\text{ск}} dt = V_{\text{ск}t} T. \end{aligned} \quad (3)$$

Следовательно, можно записать

$$L_6 = L + L_{\text{ск}} = (V_t + V_{\text{ск}t}) T, \quad (4)$$

откуда путь скольжения колеса (колесной пары)

$$L_{\text{ск}} = L_6 - L = (V_{6r} - V_t) T. \quad (5)$$

В выражениях (3) средние по времени скорости, соответственно линейная на ободах колес V_6 , поступательного движения V_t и проскальзывания колес относительно рельсов $V_{\text{ск}t}$, характеризуются соотношениями

$$\begin{aligned} V_6 &= \frac{L_6}{T} = \frac{1}{T} \int_0^T V_6 dt; \quad V_t = \frac{L}{T} = \frac{1}{T} \int_0^T V dt; \\ V_{\text{ск}t} &= \frac{L_{\text{ск}}}{T_{\text{ск}}} = \frac{1}{T_{\text{ск}}} \int_0^{T_{\text{ск}}} V_{\text{ск}} dt. \end{aligned} \quad (6)$$

Из выражений (3)–(5) следует, что средняя по времени скорость скольжения колеса (колесной пары) аналогична мгновенной скорости скольжения, характеризуемой выражением (1), и определяется разностью средних значений линейной скорости на ободах колес и скорости поступательного движения, т. е.

$$V_{\text{ск}r} = V_{6r} - V_t. \quad (7)$$

Исходя из соотношений (3)–(5) с учетом (2), получим выражение для средневзвешенного по пути скольжения колеса (колесной пары):

$$s_\ell = \frac{L_{\text{ск}}}{L} = \frac{L_6 - L}{L} = \frac{L_6}{L} - 1 \quad (8)$$

или

$$s_\ell = \frac{V_{\text{ск}t} T}{V_t T} = \frac{V_{\text{ск}t}}{V_t} = \frac{V_{6r} - V_t}{V_t} = \frac{V_{6r}}{V_t} - 1. \quad (9)$$

Следовательно, средневзвешенное по пути скольжение s_ℓ характеризует относительный путь скольжения и среднюю по времени скорость скольжения колеса (колесной пары) в отличие от мгновенного скольжения s , которое согласно выражению (2) характеризует только мгновенную скорость скольжения колеса (колесной пары).

Средневзвешенное по пути скольжение всех колесных пар электровоза при движении на участке длиной L зависит от суммарного пути скольжения $L_{\Sigma\text{ск}}$ всех колесных пар и характеризуется выражением

$$s_\ell = \frac{L_{\Sigma\text{ск}}}{L} = \frac{\sum_{j=1}^{z_{\text{кп}}} L_{\text{ск}j}}{L} = \sum_{j=1}^{z_{\text{кп}}} s_{\ell j} = z_{\text{кп}} s_{\ell 1}, \quad (10)$$

где $z_{\text{кп}}$ — количество колесных пар электровоза; $L_{\text{ск}j}$ — путь скольжения j -й колесной пары; $s_{\ell j}$ — скольжение j -й колесной пары; $s_{\ell 1}$ — средневзвешенное скольжение одной колесной пары электровоза.

Выражение (10) показывает, что средневзвешенное по пути скольжение представляет сумму скольжений отдельных колесных пар, характеризует относительный суммарный путь скольжения всех колесных пар электровоза и пропорционально количеству колесных пар.

Необходимо отметить, что средневзвешенное по пути скольжение, описываемое формулой (10), соответствует параметру $s_{\text{ср}}$, обозначающему средний относительный путь проскальзывания колесных пар электровоза в работе [2].

Средневзвешенные по пути суммарные скольжения всех колесных пар электровоза в режимах тяги $s_{\ell r}$ и торможения $s_{\ell p}$ на основании (10) характеризуются выражениями

$$s_{\text{ср}} = \sum_{j=1}^{s_{\text{кп}}} s_{\text{ср}j} = z_{\text{кп}} s_{\text{ср}1\text{т}}; s_{\text{ср}} = \sum_{j=1}^{s_{\text{кп}}} s_{\text{ср}j} = z_{\text{кп}} s_{\text{ср}1\text{п}}, \quad (11)$$

где $s_{\text{ср}j}, s_{\text{ср}j\text{п}}$ — средние по пути скольжения j -й колесной пары в режимах тяги и торможения соответственно; $s_{\text{ср}1\text{т}}, s_{\text{ср}1\text{п}}$ — средневзвешенные по пути скольжения одной колесной пары в режимах тяги и торможения соответственно.

В качестве примера в табл. 1 приведены параметры проскальзывания колесных пар электровоза 2ЭС10 в режимах тяги и рекуперативного торможения в одной из опытных поездок с тяжелым грузовым поездом массой 5926 т на участке с перевалистым профилем пути. Длины участков тяги $L_{\text{т}}$ и рекуперативного торможения $L_{\text{р}}$ отличаются незначительно, крутизна уклонов элементов профиля пути находится в диапазоне $i = 8...10\%$.

Анализ экспериментальных данных в табл. 1 показывает, что в режиме тяги электровоза на подъемах крутизной $8...10\%$ значение скольжения отдельных колесных пар находится в диапазоне $0,001...0,0154$ и в среднем составляет $s_{\text{ср}1\text{т}} = 0,0105$. В режиме рекуперативного торможения электровоза на спусках крутизой $-8...-10\%$ значение скольжения отдельных колесных пар электровоза находится в диапазоне $-0,0012...-0,0076$ и в среднем составляет $s_{\text{ср}1\text{п}} = -0,0040$. Суммарное значение скольжения всех колесных пар электровоза в режиме тяги составляет $s_{\text{ср}} = 0,0837$, в режиме рекуперативного торможения — $s_{\text{ср}} = -0,0318$.

Из этих данных видно, что при прочих равных условиях скольжение колесных пар в режиме тяги электровоза существенно больше, чем в режиме рекуперативного торможения. Значительное отличие скольжения отдельных колесных пар от других можно объяснить расхождением характеристик тяговых электродвигателей, условий сцепления колес с рельсами, параметров защиты от боксования и юза и др.

Образование сил тяги и торможения колеса (колесной пары). В точках контакта колес с рельсами благодаря их сцеплению в режиме тяги электровоза вращательное движение от тягового электродвигателя, передаваемое на колесную пару, преобразуется в поступательное движение, при этом вращающий (тяговый) момент колесной пары $M_{\text{т}}$ можно представить в виде пары сил $F_{\text{т}}$, действующих на плече, равном радиусу колеса по поверхности катания бандажа $R_{\text{б}}$ (рис. 3, а), причем одна сила $F_{\text{т}}$ приложена к оси колесной пары и направлена в сторону движения электровоза, а другая сила $F_{\text{т}}$ приложена в точке контакта с рельсами, направлена против движения и вызывает проскальзывание колес.

Аналогично в режиме торможения электровоза вращающий (тормозной) момент колесной пары $M_{\text{р}}$ также можно представить в виде пары сил $F_{\text{р}}$, действующих на плече $R_{\text{б}}$ (рис. 3, б), при этом одна сила $F_{\text{р}}$ приложена к оси колесной пары и направлена против движения электровоза, а другая сила $F_{\text{р}}$ приложена в точке контакта с рельсами, направлена в сторону движения и вызывает проскальзывание колес.

Таблица 1

Параметры проскальзывания колесных пар электровоза 2ЭС10 при движении с грузовым поездом массой 5926 т на участках с уклонами профиля пути крутизой $8...10\%$

Table 1

Parameters of slip of wheel pairs of electric locomotive 2ES10 when moving with a 5926 t freight train on sections with track profile gradients of $8...10\%$ steepness

Номер колесной пары	Участок тяги $L_{\text{т}} = 24\ 904,83\ \text{м}$		Участок рекуперативного торможения $L_{\text{р}} = 22\ 002,25\ \text{м}$	
	Путь скольжения колесной пары в режиме тяги $L_{\text{сктj}}$, м	Скольжение колесной пары в режиме тяги $s_{\text{ср}j}$	Путь скольжения колесной пары в режиме торможения $L_{\text{скрj}}$, м	Скольжение колесной пары в режиме торможения $s_{\text{ср}j}$
1	25,00	0,0010	-35,02	-0,0016
2	287,32	0,0115	-26,48	-0,0012
3	362,61	0,0146	-73,24	-0,0033
4	373,59	0,0150	-167,30	-0,0076
5	383,09	0,0154	-128,81	-0,0059
6	54,04	0,0022	-167,25	-0,0076
7	261,41	0,0105	-26,58	-0,0012
8	338,71	0,0136	-74,03	-0,0034
Среднее значение	260,72	0,0105	-87,34	-0,0040
Суммарное значение	2085,77	0,0837	-698,71	-0,0318

Вращающие моменты колесной пары в режимах тяги и торможения определяются соотношениями

$$M_T = F_T R_6; M_p = F_p R_6. \quad (12)$$

При проскальзывании колес относительно рельсов в точках их контакта, как известно, возникает сила трения скольжения, которая согласно закону Кулона—Амонтона характеризуется для колесной пары выражением

$$F_{тр} = G_{ло} \varphi = m_{ло} g \varphi, \quad (13)$$

где $G_{ло}$ — сила тяжести, действующая от колесной пары на рельсы, кН; $m_{ло}$ — масса, приходящаяся на колесную пару, т; g — ускорение свободного падения, м/с²; φ — средний для обоих колес коэффициент трения скольжения.

Сила трения $F_{тр}$, как известно, направлена навстречу скольжению s , поэтому в режиме тяги при $s > 0$ (рис. 1, а) она действует вперед по направлению движения электровоза (рис. 3, а), в режиме торможения при $s < 0$ (рис. 1, б) она действует назад против движения электровоза (рис. 3, б).

Таким образом, в точках контакта колес с рельсами взаимодействуют две противоположно направленные силы: в режиме тяги — F_T и $F_{тр}$ (рис. 3, а), в режиме торможения — F_p и $F_{тр}$ (рис. 3, б). Подробному изучению взаимодействия этих сил и вообще процессов в зоне сцепления колес электровоза с рельсами посвящены многие работы, в том числе [1–13].

Согласно третьему закону Ньютона в точках контакта колес с рельсами в каждый момент времени в режиме тяги сила F_T уравновешивается силой $F_{тр}$, т. е. $F_T = F_{тр}$. Аналогично в режиме торможения сила F_p также уравновешивается силой $F_{тр}$, т. е. $F_p = F_{тр}$.

Приложенные к оси колесной пары в режиме тяги сила F_T (рис. 3, а) и в режиме торможения сила F_p (рис. 3, б) передаются от оси через буксы и соединительные элементы на раму тележки, далее через соответствующие связи на раму кузова и через автосцепные устройства электровоза на состав вагонов. В целом силы тяги и торможения электровоза, передаваемые через автосцепные устройства на состав вагонов, определяются суммарными силами тяги и торможения всех колесных пар электровоза.

Такое представление образования сил тяги и торможения в точках сцепления колес электровоза с рельсами и передачи их на состав вагонов соответствует физической сущности протекающих процессов и подтверждается результатами многочисленных исследований.

Энергетика сцепления колеса (колесной пары) с рельсами. В работах [14, 15] показано, что сцепление колес с рельсами является одним из элементов

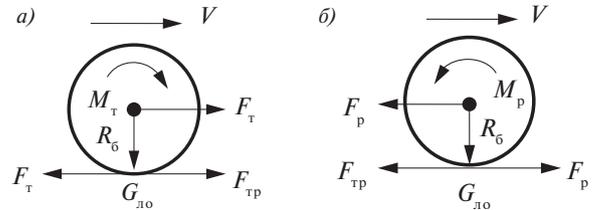


Рис. 3. Схемы реализации сил тяги (а) и торможения (б) колеса (колесной пары) электровоза

Fig. 3. Electric locomotive wheel (wheel pair) traction (а) and braking force (б) diagram

энергетической цепи электровоза, в котором происходит преобразование механической энергии одних параметров в механическую энергию других параметров. С использованием принципа энергетического баланса рассмотрим потери энергии в сцеплении колес электровоза с рельсами в режимах тяги и торможения, обусловленные проскальзыванием колес относительно рельсов, КПД сцепления и классификацию параметров проскальзывания.

При движении с проскальзыванием колесная пара электровоза совершает работу, при этом на основании выражений (3) можно сказать, что сила трения скольжения на пути длиной L_6 производит работу A_6 , на пути длиной L — работу A и на пути длиной $L_{ск}$ — работу $A_{ск}$:

$$A_6 = \int_0^{L_6} F_{тр} dl = F_{тр\ell} L_6; A = \int_0^L F_{тр} dl = F_{тр\ell} L; \quad (14)$$

$$A_{ск} = \int_0^{L_{ск}} F_{тр} dl = F_{тр\ell} L_{ск}.$$

Здесь средняя по пути сила трения скольжения колесной пары характеризуется выражением

$$F_{тр\ell} = \frac{1}{L_6} \int_0^{L_6} F_{тр} dl = \frac{1}{L} \int_0^L F_{тр} dl = \frac{1}{L_{ск}} \int_0^{L_{ск}} F_{тр} dl, \quad (15)$$

а с учетом выражения (13) ее можно представить в виде

$$F_{тр\ell} = \frac{1}{L_{ск}} \int_0^{L_{ск}} m_{ло} g \varphi dl = \frac{m_{ло} g}{L_{ск}} \int_0^{L_{ск}} \varphi dl = m_{ло} g \varphi_\ell, \quad (16)$$

где φ_ℓ — средневзвешенный по пути коэффициент трения скольжения колес по рельсам.

Из соотношений (14) следует, что энергетический баланс сцепления колесной пары с рельсами характеризуется уравнениями

$$A_6 = A + A_{ск}; A = A_6 - A_{ск}; A_{ск} = A_6 - A. \quad (17)$$

Анализ уравнений (14)–(17) с учетом (3) показывает, что работа силы трения представляет полную

работу A_6 на пути длиной L_6 , полезную работу A колесной пары на пути длиной L и работу (потери энергии) $A_{\text{ск}}$ на пути длиной $L_{\text{ск}}$, затрачиваемую на проскальзывание колесной пары относительно рельсов. На основании выражений (17) находим КПД сцепления колесной пары (колесных пар) электровоза в режиме тяги $\eta_{\text{снт}}$ и в режиме торможения $\eta_{\text{суп}}$, характеризующие соотношениями

$$\left. \begin{aligned} \eta_{\text{снт}} &= \frac{A}{A_6} = \frac{A}{A + A_{\text{ск}}} = \frac{1}{1 + \frac{A_{\text{ск}}}{A}} = \frac{1}{1 + \frac{F_{\text{тр}l} L_{\text{ск}}}{F_{\text{тр}l} L}} = \\ &= \frac{1}{1 + \frac{L_{\text{ск}}}{L}} = \frac{1}{1 + s_{\text{тр}}}; \\ \eta_{\text{суп}} &= \frac{A_6}{A} = \frac{A + A_{\text{ск}}}{A} = 1 + \frac{A_{\text{ск}}}{A} = 1 + \frac{F_{\text{тр}l} L_{\text{ск}}}{F_{\text{тр}l} L} = \\ &= 1 + \frac{L_{\text{ск}}}{L} = 1 + s_{\text{ср}}, \end{aligned} \right\} (18)$$

где $s_{\text{тр}}$, $s_{\text{ср}}$ — средневзвешенные значения скольжения колесной пары (колесных пар) электровоза в режимах тяги и торможения.

Необходимо отметить, что соотношения (18) справедливы также для всех колесных пар электровоза в целом, в этом случае следует использовать средневзвешенные по пути суммарные скольжения всех колесных пар электровоза в режимах тяги и торможения, определяемые по выражениям (11).

С использованием формул (18) рассчитаны и построены (рис. 4) зависимости $\eta_{\text{снт}}(s_{\text{тр}})$ и $\eta_{\text{суп}}(s_{\text{ср}})$,

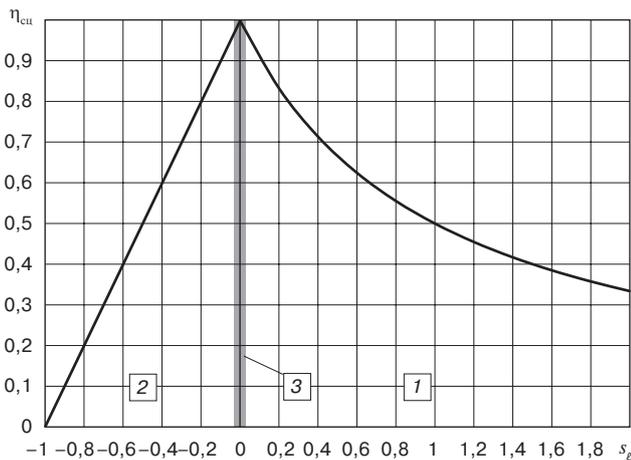


Рис. 4. КПД сцепления колес (колесных пар) $\eta_{\text{снт}}$ электровоза в режимах тяги и торможения:

1 — тяга, зона боксования; 2 — торможение, зона юза; 3 — зона крива

Fig. 4. Adhesion efficiency of electric locomotive wheels (wheel pairs) $\eta_{\text{снт}}$ in traction and braking modes:

1 — traction, skid zone; 2 — brake, slipping zone; 3 — creep zone

которые показывают, что при возрастании скольжения $s_{\text{ср}}$ колес (колесных пар) электровоза КПД сцепления в режиме тяги уменьшается по кривой экспоненциального вида, а в режиме торможения — по прямой линии. При увеличении скольжения в режиме тяги КПД сцепления колес (колесных пар) наиболее существенно снижается в области небольшого скольжения, а в режиме торможения — во всем диапазоне скольжения, при этом потери энергии в зоне сцепления колес с рельсами возрастают.

Поскольку значения скольжения колес электровоза могут меняться в широком диапазоне, целесообразно установить их градации. С учетом изложенного выше, а также зависимостей КПД сцепления колес электровоза с рельсами (рис. 4) в табл. 2 представлены наиболее целесообразные градации видов и параметров проскальзывания колесных пар электровоза в режимах тяги и торможения.

При движении электровоза в режиме тяги без боксования колесных пар в зоне крива КПД сцепления составляет примерно 0,98 (рис. 4). Слабое боксование происходит при скольжении $s_{\text{ср}} = 0,03...0,1$ и КПД сцепления $\eta_{\text{снт}} = 0,97...0,91$. Среднему боксованию соответствуют $s_{\text{ср}} = 0,1...0,2$ и $\eta_{\text{снт}} = 0,91...0,83$, а сильному боксованию — $s_{\text{ср}} = 0,2...1,0$ и $\eta_{\text{снт}} = 0,83...0,5$. Боксование можно считать разносным, когда скорость скольжения колесной пары равна или больше скорости поступательного движения, а $s_{\text{ср}} > 1$ и $\eta_{\text{снт}} < 0,5$, при этом половина или больше энергии на выходе (ободах колес) затрачивается на избыточное проскальзывание колес, а половина энергии или менее — на поступательное движение.

Разносное боксование опасно тем, что под действием больших инерционных сил могут возникать механические разрушения узлов и деталей двигательно-колесного блока (разрушение коллектора и обмотки якоря ТЭД, излом зубьев зубчатой передачи, проворот бандажей колесной пары и т. п.).

При трогании поезда, т. е. при неподвижном электровозе, может возникнуть полное боксование, в этом случае имеем $s_{\text{ср}} = \infty$ и $\eta_{\text{снт}} = 0$, следовательно, вся энергия на выходе колесной пары расходуется на избыточное проскальзывание ее относительно рельсов, контактирующие поверхности бандажей колес и рельсов интенсивно изнашиваются, и может произойти пропиливание головок рельсов.

При движении электровоза в режиме торможения без юза колесных пар в зоне крива КПД сцепления составляет примерно 0,98 (рис. 4). Слабый юз происходит при скольжении $s_{\text{ср}} = -0,03...-0,1$ и КПД сцепления $\eta_{\text{суп}} = 0,97...0,9$. Среднему юзу соответствуют $s_{\text{ср}} = -0,1...-0,2$ и $\eta_{\text{суп}} = 0,9...0,8$, а сильному юзу — $s_{\text{ср}} = -0,2...-0,97$ и $\eta_{\text{суп}} = 0,8...0,03$. При заклинивании колесной пары она не вращается, а скользит по

Таблица 2

Виды и параметры проскальзывания колесных пар электровоза

Table 2

Types and parameters of electric locomotive wheel pairs slip

Режим движения	Виды проскальзывания	Средняя скорость поступательного движения V_t	Средняя скорость линейная на ободах колес V_{br}	Средняя скорость скольжения колеса $V_{скл}$	Скольжение колесных пар s_{cl}	КПД сцепления $\eta_{сц}$
Тяга	Крип	> 0	$(1,0...1,03)V_t$	$(0...0,03)V_t$	$0...0,03$	$1,0...0,97$
	Слабое боксование	> 0	$(1,03...1,1)V_t$	$(0,03...0,1)V_t$	$0,03...0,1$	$0,97...0,91$
	Среднее боксование	> 0	$(1,1...1,2)V_t$	$(0,1...0,2)V_t$	$0,1...0,2$	$0,91...0,83$
	Сильное боксование	> 0	$(1,2...2,0)V_t$	$(0,2...1,0)V_t$	$0,2...1,0$	$0,83...0,5$
	Разносное боксование	> 0	$> 2V_t$	$> V_t$	> 1	$< 0,5$
	Полное боксование	0	> 0	> 0	∞	0
Торможение	Крип	> 0	$(1,0...0,97)V_t$	$-(0...0,03)V_t$	$0...-0,03$	$1,0...0,97$
	Слабый юз	> 0	$(0,97...0,9)V_t$	$-(0,03...0,1)V_t$	$-0,03...-0,1$	$0,97...0,9$
	Средний юз	> 0	$(0,9...0,8)V_t$	$-(0,1...0,2)V_t$	$-0,1...-0,2$	$0,9...0,8$
	Сильный юз	> 0	$(0,8...0,03)V_t$	$-(0,2...0,97)V_t$	$-0,2...-0,97$	$0,8...0,03$
	Полный юз	> 0	0	$-V_t$	-1	0

рельсам, возникает полный юз, при этом $s_{cp} = -1$ и $\eta_{сцр} = 0$. В этом случае вся избыточная механическая энергия, подводимая к колесной паре, затрачивается на износ колес и рельсов, причем первые интенсивно изнашиваются, и на поверхностях катания бандажей колес образуются ползуны, а также могут возникать другие повреждения узлов и деталей двигательного блока.

По результатам теоретических исследований, а также многочисленных экспериментальных исследований, проведенных с участием ОмИИТа (Омский институт инженеров железнодорожного транспорта), АО «ВНИИЖТ» разработана классификация показателей проскальзывания колес электровозов в режиме тяги для лимитирующих подъемов и участков Красноярской и Восточно-Сибирской железных дорог, в которой предусмотрены следующие режимы нагрузки колесных пар электровозов по сцеплению с рельсами: экономный, рациональный, интенсивный, недопустимый [2]. Граничные значения проскальзывания s_{cl} колесных пар электровоза для указанных режимов приведены в табл. 3.

Сопоставление данных в табл. 2 и 3 показывает, что экономный и рациональный режимы нагрузки сцепления реализуются при крипе, слабом и среднем боксовании (юзе) колесных пар электровоза. Интенсивный и недопустимый режимы нагрузки сцепления возникают при сильном и разносном боксовании (юзе) колесных пар электровоза.

Экспериментальные значения в табл. 1 показывают, что в рассматриваемой опытной поездке

Таблица 3

Режимы нагруженности сцепления и граничные значения проскальзывания колесных пар электровоза в режиме тяги по данным АО «ВНИИЖТ» [2]

Table 3

Modes of adhesion loading and boundary values of electric locomotive wheel pairs slip in traction mode according to Railway Research Institute data [2]

Режим нагруженности сцепления	Граничные значения проскальзывания s_{cl} колесных пар	
	для участка в целом	для подъемов
Экономный	до 0,15	до 0,175
Рациональный	от 0,15 до 0,175	от 0,175 до 0,2
Интенсивный	от 0,175 до 0,225	от 0,2 до 0,25
Недопустимый	более 0,225	более 0,25

скольжение отдельных колесных пар электровоза 2ЭС10 в режимах тяги и рекуперативного торможения находилось в зоне крипа (табл. 2), а в целом суммарное скольжение всех колесных пар — соответственно в зоне слабого боксования и юза. По классификации АО «ВНИИЖТ» (табл. 3) в этой поездке был реализован экономный режим нагрузки сцепления колесных пар электровоза с рельсами.

Градации видов и параметров проскальзывания колесных пар электровоза в табл. 2 дополняют и расширяют установленные АО «ВНИИЖТ» [2] режимы нагрузки колесных пар электровозов по сцеплению в табл. 3. Из этого дополнения следует, что

при вождении поездов наиболее целесообразными являются экономный и рациональный режимы нагруженности сцепления. В этом случае в зависимости от условий сцепления колес с рельсами может происходить слабое и среднее боксование (юз) колесных пар электровозов. Разумеется, при вождении поездов повышенной массы на участках с уклонами большой крутизны может происходить сильное боксование (юз) колесных пар электровозов с реализацией интенсивного и даже недопустимого режима нагруженности сцепления. В таких случаях возрастает износ бандажей колес электровозов и рельсов. Особенно значительный износ возникает в условиях подачи песка в зону сцепления колес с рельсами [2].

Для определения величины и степени влияния потерь энергии в сцеплении колес электровоза с рельсами на общий расход энергии оценим удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колес относительно рельсов на единицу транспортной работы по перемещению поезда, которые согласно выражениям (14)–(16) можно определить по формуле

$$a_{\text{ск}} = \frac{A_{\text{ск}}}{mL} = \frac{m_{\text{л}} g \varphi_{\ell} L_{\text{ск}}}{mL} = \gamma_{\text{мл}} g \varphi_{\ell} s_{\ell}, \quad (19)$$

где $m = m_{\text{л}} + m_{\text{с}}$ — масса поезда, т, состоящая из массы электровоза $m_{\text{л}}$ и массы состава вагонов $m_{\text{с}}$; $\gamma_{\text{мл}} = m_{\text{л}} / m$ — доля массы электровоза в массе поезда.

По формуле (19) рассчитаны и на рис. 5, 6 построены кривые удельных затрат (потерь) энергии $a_{\text{ск}}$ на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов в зависимости от массы состава вагонов $m_{\text{с}}$ и средневзвешенного скольжения колесных пар s_{ℓ} при разных видах боксования (юза). В расчетах приняты масса электровоза $m_{\text{л}} = 200$ т, средневзвешенный по

пути коэффициент трения скольжения колес по рельсам $\varphi_{\ell} = 0,27$.

Необходимо отметить, что затраты (потери) энергии на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов, рассчитанные по формуле (19) и приведенные на рис. 5, 6, относятся и к боксованию в режиме тяги, и к юзу в режиме торможения, так как знак скольжения здесь не имеет значения, поскольку при проскальзывании колес по рельсам в зоне их трения происходит диссипация энергии.

Анализ полученных зависимостей показывает, что удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов снижаются при увеличении массы состава и неизменном скольжении колесных пар и возрастают при неизменной массе состава и увеличении скольжения колесных пар. При массе состава более 3000...4000 т удельные затраты (потери) энергии уменьшаются незначительно, особенно при малых скольжениях колесных пар, и находятся на уровне 2...4 Вт·ч/т·км при крипе и слабом боксовании (юзе) и 20...40 Вт·ч/т·км при среднем и сильном боксовании (юзе). Сравнение этих значений с удельным расходом электроэнергии тяжелых грузовых поездов на подъемах крутизны 8...10‰, который достигает 30...40 Вт·ч/т·км и более, показывает, что затраты (потери) энергии на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов могут составлять существенную долю в общем расходе электроэнергии на тягу, особенно при среднем и сильном боксовании (юзе).

Следовательно, энергооптимальные режимы вождения грузовых поездов, особенно повышенной массы, должны предусматривать реализацию сил тяги (торможения) в диапазонах крипа и слабого боксования (юза) колесных пар электровоза. Подтверждением

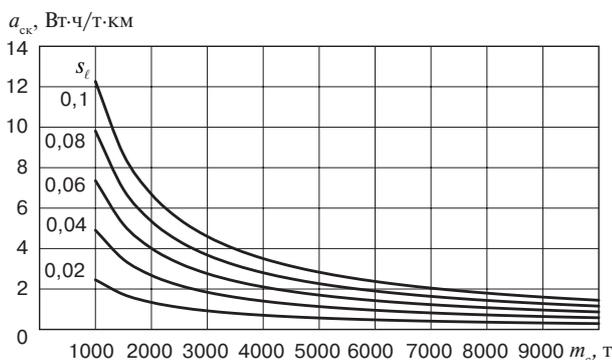


Рис. 5. Удельные затраты (потери) энергии $a_{\text{ск}}$ на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов при крипе и слабом боксовании (юзе): $m_{\text{с}}$ — масса состава вагонов

Fig. 5. Specific energy consumption (loss) $a_{\text{ск}}$ for slip of electric locomotive wheels relative to rails at creep and weak wheelspin (skid): $m_{\text{с}}$ — set of cars weight

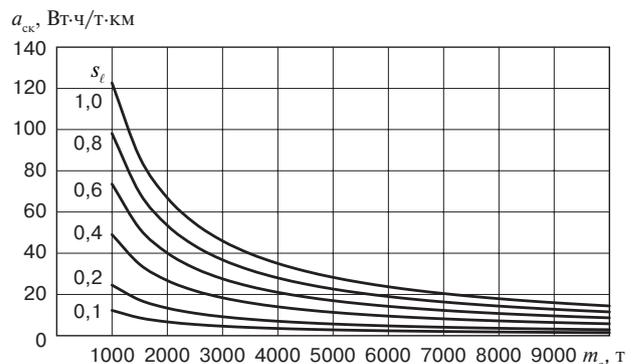


Рис. 6. Удельные затраты (потери) энергии $a_{\text{ск}}$ на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов при среднем и сильном боксовании (юзе)

Fig. 6. Specific energy consumption (loss) $a_{\text{ск}}$ for slip of electric locomotive wheels relative to rails at average and strong wheelspin (skid)

этого служат результаты рассмотренной выше опытной поездки с электровозом 2ЭС10 и тяжелым составом грузовых вагонов массой 5926 т (табл. 1), в которой суммарное скольжение всех колесных пар при движении на уклонах крутизной 8...10% находилось в зоне слабого боксования и юза, поэтому удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колесных пар в режиме тяги при $s_{cr} = 0,0837$ и в режиме рекуперативного торможения при $s_{cr} = -0,0318$ (табл. 1) не превысили соответственно 2 Вт·ч/т·км и 0,7 Вт·ч/т·км (рис. 5), при этом КПД сцепления колесных пар электровоза, рассчитанный по формулам (18), составил в режиме тяги $\eta_{сст} = 0,923$ и в режиме рекуперативного торможения $\eta_{сст} = 0,968$.

Для реализации энергооптимальных режимов вождения грузовых поездов повышенной массы, в том числе нормативной массы 7100 т, на затяжных подъемах большой крутизны необходимо с помощью автоматизированной системы защиты от боксования и юза контролировать скольжение колесных пар электровоза и допускать его не более 0,1 (табл. 2), при этом КПД сцепления будет не менее 0,9 (рис. 4), а удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колесных пар — не более 2 Вт·ч/т·км (рис. 5). Таким требованиям должны соответствовать применяемые на современных электровозах, в том числе с асинхронными тяговыми электродвигателями, системы контроля скольжения колесных пар, анализ работы которых приведен в [16].

Обсуждение и заключение. Система взаимосвязанных параметров, рассмотренная в настоящей статье, достаточно полно характеризует кинематику и энергетику сцепления колес электровоза с рельсами. Наиболее важным параметром, введенным и рассмотренным впервые, является скольжение колес электровоза относительно рельсов, которое позволяет оценивать показатели и кинематики, и энергетики сцепления.

Результаты исследования могут быть использованы для научно обоснованного принятия решений по практическому применению параметров сцепления колес электровоза с рельсами, в том числе при установлении норм массы и рациональных режимов вождения поездов, оценке энергозатрат электровозов и решении других задач тяги поездов.

Исследования в области сцепления колес электровоза с рельсами целесообразно продолжить в направлении использования полученных параметров при решении задач тяги поездов, в том числе для прогнозирования боксования и юза колесных пар электровоза.

Рассмотренные принципы анализа параметров сцепления колес электровоза с рельсами, в том числе образования сил тяги и торможения, позволили получить логически обоснованную систему взаимосвязанных кинематических и энергетических параметров,

характеризующих сцепление колес с рельсами в режимах тяги и торможения электровоза, при этом наиболее важным относительным параметром является скольжение.

Полученные числовые значения параметров сцепления колес электровоза с рельсами согласуются с экспериментальными данными и свидетельствуют об их адекватности. Энергооптимальные режимы вождения грузовых поездов, особенно повышенной массы 7100 т, на затяжных подъемах большой крутизны должны предусматривать реализацию сил тяги и торможения в области слабого боксования (юза) со скольжением колесных пар электровозов относительно рельсов не более 0,1; КПД сцепления не менее 0,9 и удельными затратами (потерями) энергии на проскальзывание колесных пар не более 2 Вт·ч/т·км. Для этого электровозы, в том числе с асинхронными тяговыми электродвигателями, должны иметь автоматизированные системы контроля скольжения колесных пар, позволяющие выполнять такие требования.

Рекомендуемые параметры сцепления колес электровоза при вождении грузовых поездов, особенно повышенной массы, подтверждают данные АО «ВНИИЖТ» и указывают, что наиболее энергооптимальными являются экономный и рациональный режимы нагруженности сцепления.

Благодарности: автор выражает благодарность рецензентам за полезные замечания и советы, способствовавшие улучшению статьи. Особую благодарность автор выражает Л. А. Мугинштейну за подаренную книгу [2], а также ценные советы, полученные во время рабочих встреч, в том числе в опытных поездках, которые способствовали продолжению исследования и написанию этой статьи.

Acknowledgments: the author would like to thank the reviewers for their helpful comments and advice that contributed to the improvement of the article. The author is particularly grateful to Lev A. Muginstein for the gifted book [2], as well as valuable advice received in working meetings, including experiential rides that contributed to the continuation of research and writing of this article.

Финансирование: автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

Funding: the author received no financial support for the research, authorship, and publication of this article.

Конфликт интересов: автор заявляет об отсутствии конфликта интересов и не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

Conflict of interest: the author declares no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Минов Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт, 1965. 267 с.

[Minov D. K. *Improving the traction properties of electric locomotives and diesel locomotives with electric transmission*. Moscow: Transport Publ.; 1965. 267 p. (In Russ.)].

2. Лисицын А. Л., Мугинштейн Л. А. Нестационарные режимы тяги. М.: Интекст, 2003. 343 с. [Lisitsyn A. L., Muginshtein L. A. *Unsteady traction modes*. Moscow: Intext Publ.; 2003. 343 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/qnqudb>.

3. Меншутин Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях // Труды ЦНИИ МПС. 1960. Вып. 188. С. 113–132 [Menshutina N. N. Study of the sliding of an electric locomotive wheel pair when implementing traction force under operating conditions. *Trudy TSNII MPS*. 1960;(188):113-132. (In Russ.)].

4. Лисунов В. Н. Использование сил взаимодействия движущего колеса с рельсом в режимах тяги и электрического торможения. Омск: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2003. 160 с. [Lisunov V. N. *The use of forces of interaction of the driving wheel with the rail in the modes of traction and electric braking mode*. Omsk: Omskiy gos. un-t putey soobshcheniya; 2003. 160 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/rueqzh>.

5. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: ИПП «Куна», 2023. 280 с. [Kogan A. Ja. *Railway track dynamics and its interaction with rolling stock*. Moscow: IPP “Kuna” Publ.; 2023. 280 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/mdkaov>.

6. Исаев И. П., Лужнов Ю. М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. М.: Машиностроение, 1985. 238 с. [Isaev I. P., Luzhnov Yu. M. *Problems of adhesion of locomotive wheels with rails*. Moscow: Mashinostroyeniye Publ.; 1985. 238 p. (In Russ.)].

7. Модель взаимодействия колеса и рельса с учетом дискретного строения металлов контактирующих тел / Г. П. Бурчак [и др.] // Вестник машиностроения. 2019. № 2. С. 21–28 [Burchak G. P., Vasil'ev A. P., Lyarushkin N. N., Savos'kin A. N. A model of a wheel–rail interaction, taking into account the discrete structure of metals in contacting bodies. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2019;(2):21-28. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/zaiavv>.

8. Лужнов Ю. М. Сцепление колес с рельсами (природа и закономерности). М.: Интекст, 2003. 144 с. [Luzhnov Yu. M. *Coupling of wheels with rails (nature and patterns)*. Moscow: Intext Publ.; 2003. 144 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/smtutb>.

9. Марков Д. П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте. М.: Интекст, 2007. 408 с. [Markov D. P. *Tribology and its application in railway transport*. Moscow: Intext Publ.; 2007. 408 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/qnuvvt>.

10. Самме Г. В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. Теория и практика сцепления локомотива. М.: Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2014. 104 с. [Samme G. V. *Frictional interaction of locomotive wheel pairs with rails. Theory and practice of locomotive adhesion*. Moscow: Training and Methodological Center for Education in Railway Transport; 2014. 104 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/vetocf>.

11. Трение, износ, смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе [и др.]. М.: Машиностроение, 2003. 576 с. [Chichinadze A. V., Berliner E. M., Braun E. D., Bushe N. A., Buyanovskiy I. A., Gekker F. R., et al. *Friction, wear, lubrication (tribology and tribotechnics)*. Moscow: Mashinostroyeniye Publ.; 2003. 576 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/fqsxnk>.

12. Logston C. F. Jr., Itami G. S. Locomotive friction-creep studies. *Journal of Engineering for Industry*. 1980;102(3):275-281. <https://doi.org/10.1115/1.3183865>.

13. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicle running on adhesion limit. *Wear*. 2005;258(7-8):992-1000. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.046>.

14. Бакланов А. А. Энергетический баланс движения для решения задач снижения расхода электроэнергии на тягу поездов // Транспорт: наука, техника, управление. 2005. № 6. С. 32–35 [Baklanov A. A. Energy balance of motion for reducing energy consumption for train traction of trains. *Transport: science, equipment, management*. 2005;(6):32-35. (In Russ.)].

15. Бакланов А. А. Анализ энергетической схемы и КПД электровоза // Мир транспорта. 2011. Т. 9, № 3(36). С. 20–25 [Baklanov A. A. Analysis of energy circuit and efficiency of an electric locomotive. *World of Transport and Transportation*. 2011;9(3):20-25. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/nxmxoj>.

16. Савоськин А. Н., Шилин Н. Д. Анализ управления скольжением колесных пар грузового электровоза с асинхронными тяговыми двигателями // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 3. С. 230–239 [Savos'kin A. N., Shilin N. D. Analysis of wheel pairs slip control of electric freight locomotive with asynchronous traction motors. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(3):230-239. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Александр Алексеевич БАКЛАНОВ,

канд. техн. наук, доцент, кафедра подвижного состава электрических железных дорог, Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС, 644046, г. Омск, пр. Маркса, д. 35), Author ID: 267488, <https://orcid.org/0000-0002-0742-7344>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Alexander A. BAKLANOV,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of the Rolling Stock of Electric Railway, Omsk State Transport University (644046, Omsk, 35, Marx Ave.), Author ID: 267488, <https://orcid.org/0000-0002-0742-7344>

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

The author has read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 25.07.2023, рецензия от первого рецензента получена 04.08.2023, рецензия от второго рецензента получена 08.08.2023, рецензия от третьего рецензента получена 21.09.2023, принята к публикации 10.10.2023.

The article was submitted 25.07.2023, first review received 04.08.2023, second review received 08.08.2023, third review received 21.09.2023, accepted for publication 10.10.2023.