

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ КОЛЁС ЛОКОМОТИВА С РЕЛЬСАМИ ПУТИ

Бахолдин В.И.

В работе излагаются обобщённые сведения данной темы на основе анализа научных работ [1-15], посвященных взаимодействию колеса и рельса. Уточняются теоретические положения перехода от качения к скольжению колеса в режимах тяги и торможения, причины возникновения юза колёс в процессах торможения и дополнительных энергетических затрат при движении подвижного состава вследствие трения гребня колеса о рельс.

Рассматривается движение локомотива по прямому горизонтальному пути. При качении колеса по рельсу пятно взаимодействия поверхности катания колеса и поверхности головки рельса принимается абсолютно неподвижно при любой поступательной скорости подвижного состава (рис.1). Путь поступательного движения центра вращения «О» колеса диаметром D_k , при качении по рельсу, за один полный оборот (360°) составит $s_o = \pi \cdot D_k$ и будет равен рельсовому пути s_p , т.е.:

$$s_p = \pi \cdot D_k.$$

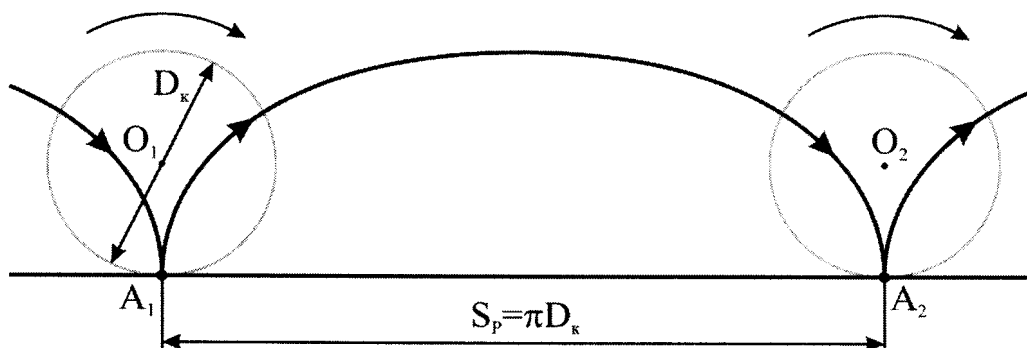


Рис. 1. Схема «шагового» движения (циклоида) точки взаимодействия колеса и рельса в процессе движения

В *режиме холостого хода локомотива*, накопленная кинетическая энергия движущегося поезда является источником силы инерции $F_{ин}$, действующей на ось колеса. Сила инерции $F_{ин}$ и внешняя сила сцепления $F_{сц}$ колеса и рельса *становятся причиной качения колес по рельсам на выбеге*. Пятно контакта колеса и рельса перемещается по рельсу с поступательной скоростью v км/ч локомотива. Рассматривая взаимодействие поверхностей обода колеса и головки рельса в режиме *холостого хода* локомотива, допускаем отсутствие *относительной величины проскальзывания* δ_{xx} одной плоскости взаимодействия от другой, тогда получим:

$$\delta_{xx} = \frac{s_o - s_p}{s_p} \cdot 100 = \frac{\pi \cdot D_k - \pi \cdot D_k}{\pi \cdot D_k} \cdot 100 = 0 \%$$

В *режиме тяги локомотива* пятно взаимодействия поверхностей головки рельса и круга катания колеса находятся в напряжённом состоянии, так как *внутренней* касательной силой F_k на ободу колесо стремится

оттолкнуться от рельса. Величину внутренней касательной силы колеса F_k регулирует контроллером машинист, приводящий в необходимый режим тяги тяговый электродвигатель (рис.2):

$$F_k = \frac{M_{\text{тэд}} \cdot \mu}{R_k},$$

где $M_{\text{тэд}}$ – момент вращения якоря тягового электродвигателя;

$\mu = \frac{z_{\text{зк}}}{z_{\text{ш}}}$ – передаточное число осевого редуктора колёсной пары;

$z_{\text{зк}}$ – число зубьев зубчатого колеса колёсной пары;

$z_{\text{ш}}$ – число зубьев ведущей шестерни;

$R_k = \frac{D_k}{2}$ – радиус колес колёсной пары.

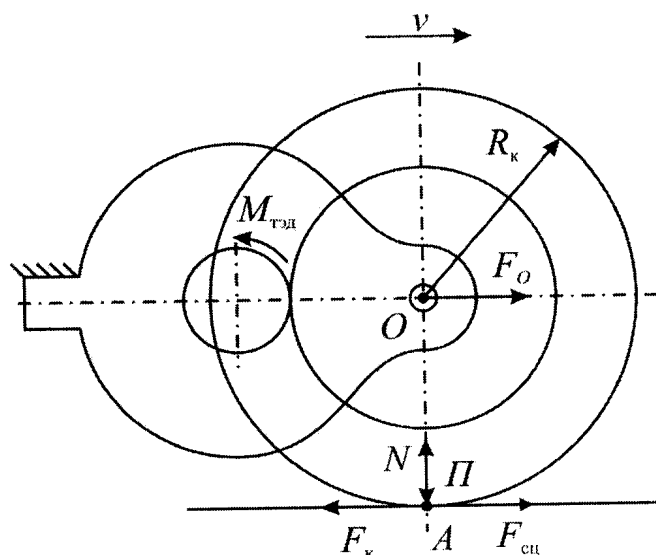


Рис. 2. Схема образования силы тяги колёсами локомотива

Внутренней касательной силой колеса F_k противодействует в контакте *внешняя* реактивная сила от рельса, называемая силой сцепления $F_{\text{сц}}$, которая не зависит от воли машиниста. Максимальная величина $F_{\text{сц max}}$ определяется по формуле:

$$F_{\text{сц max}} = \Pi \cdot \psi,$$

где Π – нагрузка (сила тяжести) колеса на рельс; (на рис.2 N – нормальная сила (реакция) противодействующая нагрузке от рельса колесу);

ψ - коэффициент *трения качения* (сцепления) пятна взаимодействия колеса и рельса.

Упругие свойства обода колеса и рельса, в зависимости от величины внутренней касательной силы F_k в режиме тяги и противодействующей ей силы сцепления $F_{\text{сц}}$, создают смещение центра взаимодействия *вперёд* ($+\Delta l D_k$) обода колеса относительно рельса (рис.3). В сумме эти противодействующие силы равны нулю ($F_k - F_{\text{сц}} = 0$), но являются причиной действия тяговой силы F_o приложенной к центру оси O вращения колеса.

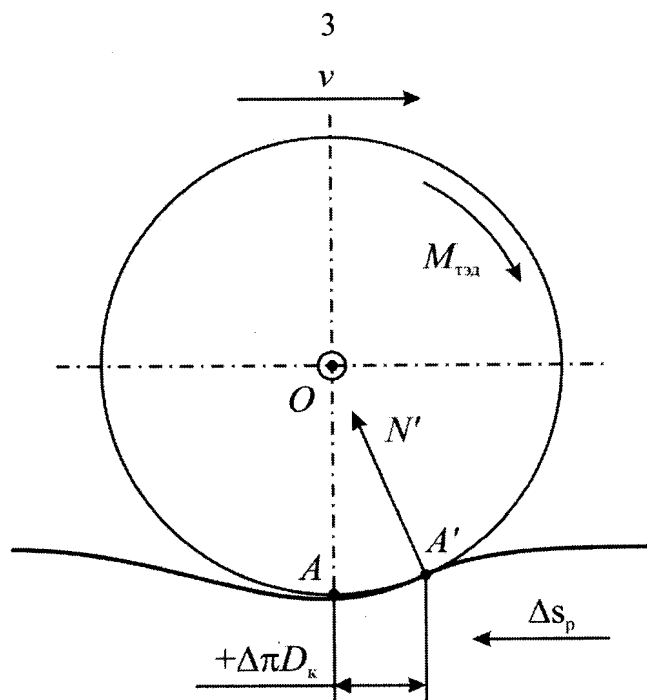


Рис. 3. Схема движения колеса по рельсу в режиме тяги: v – поступательная скорость локомотива км/ч; Δs_p – сдвиг рельса от силы тяги; N' – нормальная реакция рельса от нагрузки колеса; A' – смещение центра взаимодействия колеса и рельса

Таким образом, пятно взаимодействия колеса и рельса становится причиной возникновения силы тяги F_o равной F_k и силе сцепления $F_{сц}$, направленной от центра (O) вращения колеса на увеличение скорости v поступательного движения локомотива. Относительное скольжение плоскостей взаимодействия за один оборот колеса и рельса в режиме тяги локомотива можно выразить в следующем виде:

$$\delta_{\text{тяги}} = \frac{s_{\text{к.тяги}} - s_p}{s_p} \cdot 100 = \frac{\pi \cdot D_k + \Delta \cdot \pi \cdot D_k - \pi \cdot D_k}{\pi \cdot D_k} \cdot 100 = +\Delta \%,$$

где $s_{\text{к.тяги}}$ – развёрнутая линейная величина поверхности катания колеса в режиме тяги при поступательном перемещении центра вращения на величину $s_o = s_p$:

$$s_{\text{к.тяги}} = \pi \cdot D_k + \Delta \cdot \pi \cdot D_k \text{ м.}$$

По результатам исследований установлено, что если $\delta_{\text{тяги}} < 2 \%$, то $F_o = F_k = F_{сц} = P \cdot \psi$ и приближается к пределу силы сцепления колеса и рельса [13].

С увеличением касательной силы больше реактивной силы сцепления в режиме тяги, т.е. $F_k > F_{сц \text{ max}}$, колесо начинает проскальзывать относительно рельса, т.е. при $\delta_{\text{тяги}} > 2 \%$. При этом, обороты колеса увеличиваются и не соответствуют частоте вращения при поступательной скорости движения локомотива. Этот эффект называют «боксование» от слова *бокс* (при переходе колёс паровоза от сцепления с рельсами в режим проскальзывания дышла движутся, подобно рукам боксёра на ринге, отсюда такой режим получил название *боксование*) и с этого момента действует сила тяги:

$$F_o = F_k = F_{\text{сц}} = \Pi \cdot \phi,$$

где ϕ - коэффициент *трения скольжения* колеса относительно рельса, который значительно меньше коэффициента *трения качения* (сцепления) ψ , поэтому сила тяги локомотива резко снижается.

Отсюда вытекает закон локомотивной тяги: касательная сила тяги должна быть меньше или равна силе сцепления в режиме тяги, или

$$F_k \leq F_{\text{сц}},$$

который машинист должен строго соблюдать при ведении поезда.

Перед торможением поезд, как правило, находится в режиме выбега, а локомотив в режиме холостого хода. На выбеге, от накопленной кинетической энергии подвижного состава в процессе режима тяги, относительно контакта взаимодействия колеса и рельса действует момент вращения колеса, который будет равен:

$$M_{\text{вр}} = F_{\text{и}} \cdot R_k,$$

где R_k – радиус колеса;

$F_{\text{и}}$ – внутренняя сила инерции от накопленной кинетической энергии поезда, действующая на ось колеса, которая обеспечивает вращение колеса при поступательном движении на выбеге и может быть определена по формуле:

$$F_{\text{и}} = \frac{\Delta W_{21}}{\Delta s} = \frac{m \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot \Delta s},$$

где $\Delta W_{21} = W_2 - W_1 = \frac{m(v_2^2 - v_1^2)}{2}$, величина изменения кинетической энергии приведённой* массы поезда m на отрезке пути Δs изменения скорости движения от v_1 до v_2 .

*Приведённая масса это масса с учётом инерционных вращающихся масс при поступательном движении поезда.

При управлении движением машинист создаёт **режим торможения** поезда (рис.4). В процессе торможения сжатый воздух определённым давлением (по выбору машиниста) поступает в тормозной цилиндр, при этом образуется сила штока тормозного цилиндра (в приводимых пояснениях КПД рассматриваемых механических систем не учитываются):

$$F_{\text{тц}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{тц}}^2}{4} \cdot \rho - F_{\text{оп}},$$

где ρ - регулируемое машинистом давление сжатого воздуха, подаваемого в тормозной цилиндр при торможении;

$d_{\text{тц}}$ – диаметр поршня тормозного цилиндра;

$F_{\text{оп}}$ – сила «отпускной пружины» тормозного цилиндра.

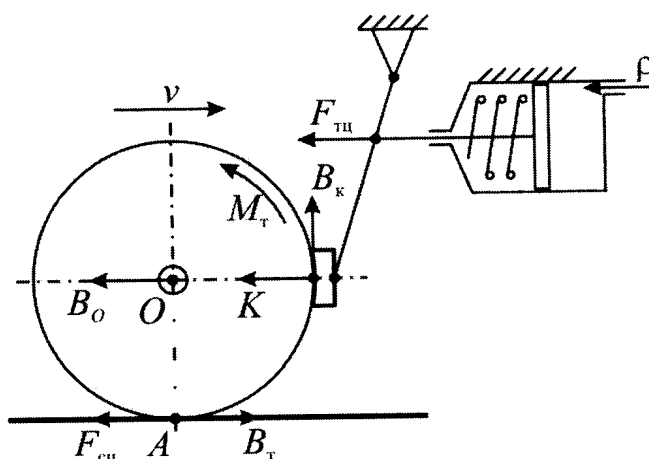


Рис. 4. Схема сил, действующих на колесо в режиме торможения

Сила штока тормозного цилиндра через тормозную рычажную передачу прижимает тормозную колодку к колесу силой K :

$$K = F_{\text{тц}} \cdot \mu,$$

здесь μ – передаточное число тормозной рычажной передачи.

За счёт трения скольжения, прижатой тормозной колодки о вращающееся колесо силой (K) при поступательном движении локомотива, возникает тормозной момент:

$$M_{\text{т}} = B_{\text{к}} \cdot R_{\text{к}},$$

где $B_{\text{к}} = K \cdot \varphi_{\text{к}}$, внутренняя касательная сила на ободе колеса от действия тормозной колодки, препятствующая вращению колеса и образующая тормозной момент относительно оси вращения;

$\varphi_{\text{к}}$ – коэффициент трения скольжения тормозной колодки о вращающееся колесо.

Тормозной момент направлен против момента вращения свободного качения колеса по рельсу на выбеге при поступательном движении, образуя тормозную силу $B_{\text{т}}$ в контакте колеса и рельса:

$$B_{\text{т}} = F_{\text{сц}},$$

где $B_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}}}{R_{\text{к}}} = B_{\text{к}}$ – внутренняя касательная сила на ободе, препятствующая

относительно внешней силы сцепления $F_{\text{сц}}$ в контакте колеса и рельса свободному качению при торможении. Так как в контакте колеса и рельса сумма сил $B_{\text{т}} - F_{\text{сц}} = 0$, относительно пятна контакта (A) тормозной момент образует тормозную силу $B_{\text{о}}$, направленную против инерционной силы $F_{\text{и}}$ поступательного движения центра оси (O) вращения колеса:

$$B_{\text{о}} = B_{\text{т}} = B_{\text{к}} = F_{\text{сц}}.$$

Упругие свойства колеса и рельса, в зависимости от величины внутренней касательной силы торможения ($B_{\text{т}}$), создают смещение центра взаимодействия обода колеса относительно рельса *назад* ($-\Delta\pi D_{\text{к}}$) при поступательном движении (рис.5). Тогда при поступательном перемещении

на величину (s_p) поверхность обода колеса за один оборот по рельсу при торможении проделает путь:

$$s_{\text{к торм}} = \pi \cdot D_{\text{к}} - \Delta \cdot \pi \cdot D_{\text{к}}.$$

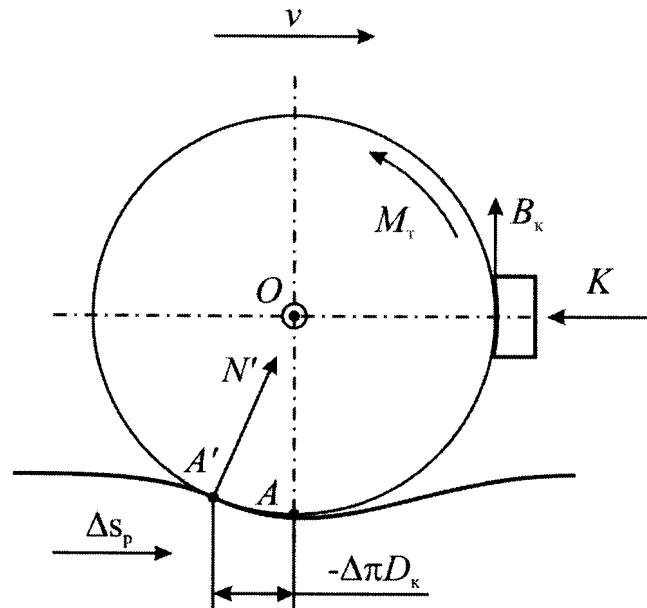


Рис. 5. Схема смещения центра взаимодействия колеса и рельса при торможении: Δs_p – сдвиг рельса при торможении; A' – смещение центра взаимодействия колеса и рельса при торможении

Относительная величина проскальзывания колеса по рельсу при торможении определится из выражения:

$$\delta_{\text{торм}} = \frac{s_{\text{к торм}} - s_p}{s_p} \cdot 100 = \frac{\pi \cdot D_{\text{к}} - \Delta \cdot \pi \cdot D_{\text{к}} - \pi \cdot D_{\text{к}}}{\pi \cdot D_{\text{к}}} \cdot 100 = -\Delta \%.$$

При снижении поступательной скорости поезда при торможении уменьшается кинетическая энергия, и, следовательно, инерционная сила, которая во взаимодействии с силой сцепления создаёт вращающий момент колеса, а тормозной момент остаётся примерно на одном уровне. В результате происходит уменьшение частоты вращения колеса относительно необходимой частоты вращения при поступательном движении на пути s_p подвижного состава на выбеге. Следовательно, начинается увеличение проскальзывания примерно до $\delta_{\text{торм}} = -2\%$, при этом тормозная сила достигает предела по сцеплению колёс с рельсами. Дальнейшее снижение скорости движения поезда и кинетической энергии создаст условие равенства момента вращения колеса и тормозного момента. С этого момента поезд становится *твёрдым телом*, движущийся поступательно по рельсам. Колёса мгновенно прекращают вращение, при этом пятно контакта колеса скользит по рельсу, то есть $\delta_{\text{торм}} = -100\%$. Происходит резкого характера релаксация (ослабление) силы торможения. Прекращение вращения колёс сопровождается скольжением (*юз*) пятна контакта колёс относительно поверхности рельс с поступательной скоростью движения подвижного состава. При этом на поверхности кругов катания колёс образуются

площадки, называемые *ползунами*. Процесс торможения вагона с записью на осциллограмме силы торможения, скорости движения во времени, был получен Гальтоном (рис. 6) и прокомментирован Б.Л. Карвацким [10] ещё в 1938 году. В режимах торможения взаимодействие колеса и рельса

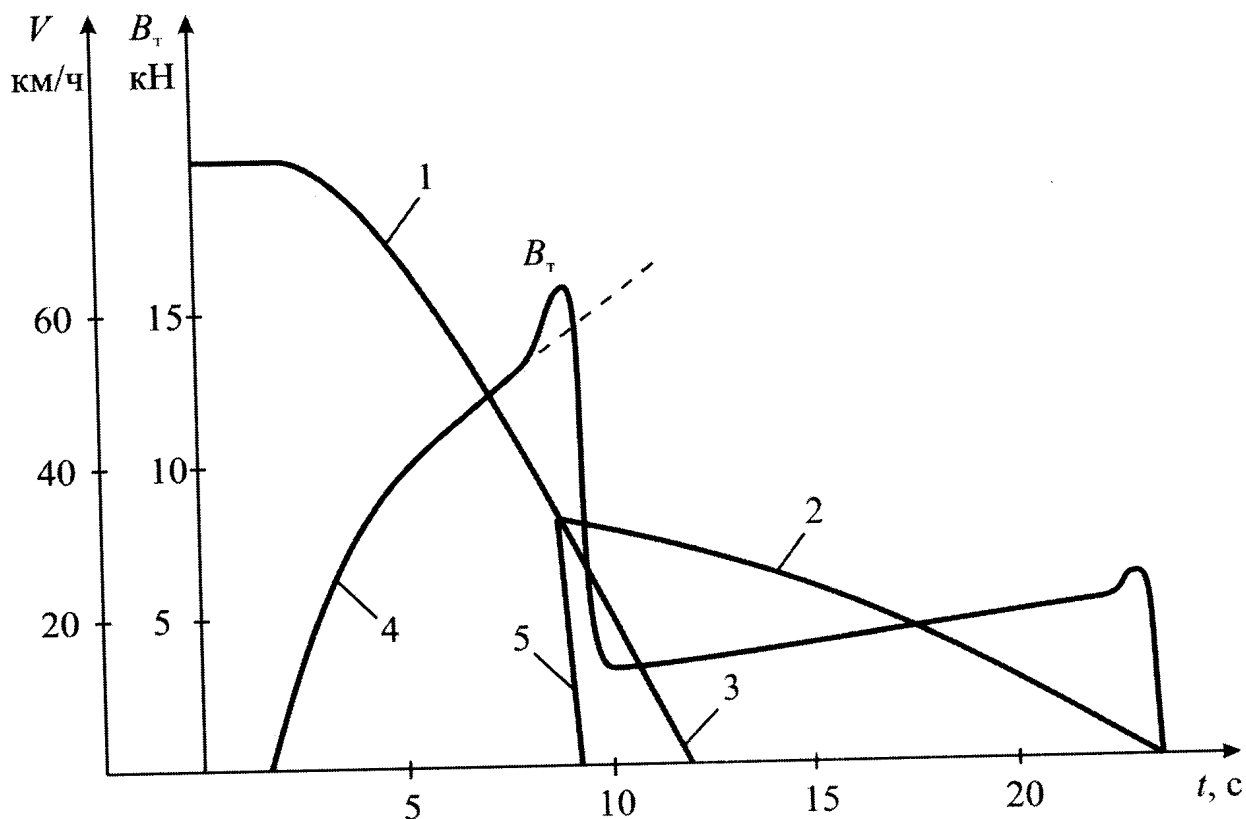


Рис. 6. Диаграмма изменения тормозных характеристик вагона при юзе колёсных пар: 1 – скорость вагона при торможении; 2 – скорость вагона при юзе колёс; 3 – предполагаемая скорость вагона без юза; 4 – тормозная сила колёсной пары; 5 – скорость колёсной пары, при которой $B_T = F_{\text{и}}$ начинается юз, т.е. прекращение вращения колёс при поступательном движении вагона.

исследовали Ф. Барвелл, В. Хендрикс, М. Буато, В.М. Казаринов, В.Г. Иноземцев, В.В. Крылов, В.Р. Асадченко и другие. Анализ этих исследований подтвердил факт релаксации тормозной силы при переходе от качения колеса к скольжению.

В работах В.Р. Асадченко дано блестящее доказательство *предельной силы торможения в момент перехода от качения колеса к скольжению по рельсу*. Это явление используется для получения наименьших тормозных путей на скоростном подвижном составе соответствующими усложнениями фрикционных тормозных устройств, например с инерционными датчиками для регулирования тормозных сил, с целью прекращения юза колёс и получения наиболее короткого тормозного пути.

В процессах боксования (в режиме тяги) и юза (в режиме торможения) в точках взаимодействия колёс с рельсами действует не коэффициент трения качения (сцепления) – ψ , а коэффициент трения скольжения – ϕ , который по

величине значительно меньше. Характеристика взаимодействия колеса и рельса в рассмотренных режимах представлена на рис.7.

На графике по оси абсцисс, в процентах, отмечается скольжение плоскостей взаимодействия колеса относительно рельса в зависимости от сил режимов движения. По оси ординат в положительном направлении отмечается внутренняя касательная сила F_k обода колеса, которой управляет машинист. Этой внутренней силе противодействует внешняя сила $F_{сц}$ рельса на колесо.

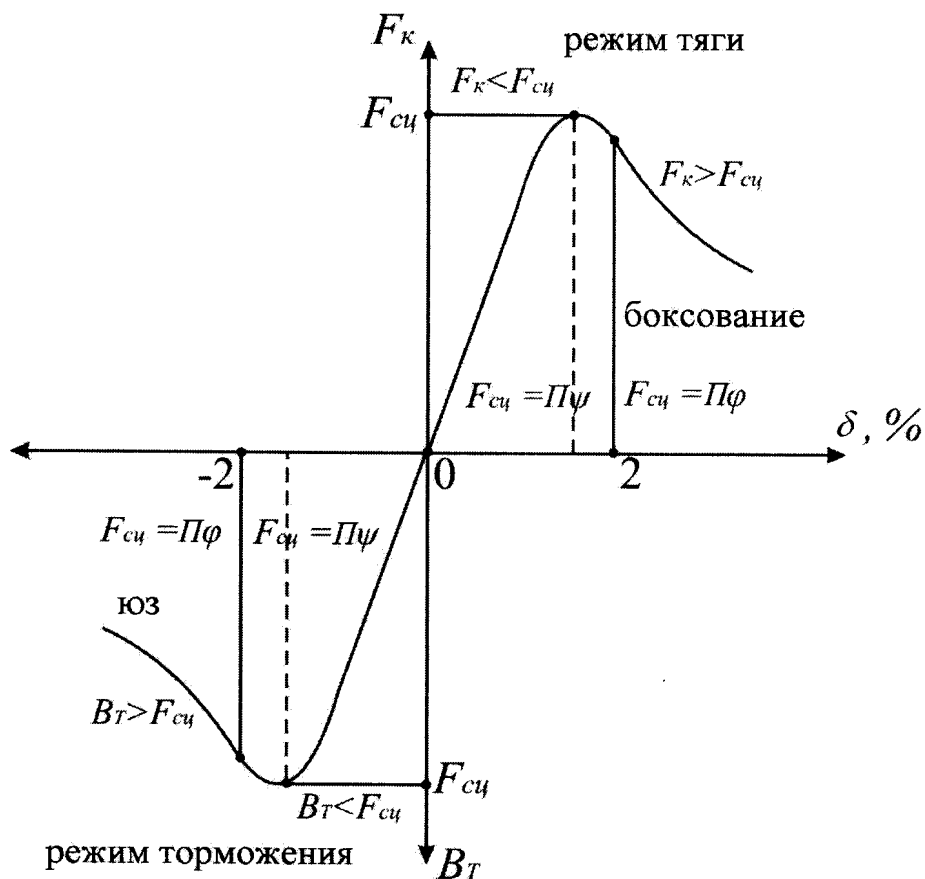


Рис. 7. Схема характеристик сил в режимах тяги, торможения и холостого хода локомотива относительно контакта взаимодействия колеса и рельса

В отрицательном направлении проскальзывания нанесены значения внутренней касательной тормозной силы F_t на обода колеса, которой управляет машинист при торможении. Внутренней тормозной силе F_t противодействует внешняя сила от рельса $F_{сц}$. Внешними силами на подвижной состав машинист управлять не может, так как они зависят от нагрузки колес на рельсы и коэффициента трения в контактах колес и рельсов.

В режиме выбега скольжение плоскостей взаимодействия колеса и рельса $\delta_{хх}$ близко нулю. В режиме тяги [13] вначале наблюдается упругое (почти линейная зависимость) положительное скольжение плоскости взаимодействия колеса относительно рельса. При достижении внутренней касательной силы F_k равной внешней силе сцепления $F_{сц \max}$ в контакте

наблюдается неупругое проскальзывание колеса относительно рельса. Касательная сила тяги F_k , близкая максимальной силе сцепления $F_{сц\ max}$ сопровождается увеличением скольжения поверхности колеса относительно рельса. Если касательная сила тяги превышает силу сцепления, т.е. $F_k > F_{сц\ max}$, прекращается действие коэффициента трения качения (сцепления) ψ и начинает действовать коэффициент трения скольжения ϕ , по величине значительно меньше величины ψ . Интенсивное скольжение колеса относительно рельса называют *боксованием*.

Физическая суть режима торможения аналогична режиму тяги. Разница заключается в отрицательном направлении скольжения ($\delta_{\text{торм}}$) колеса от качения при поступательном движении и в зависимости от величины тормозной силы, вплоть до прекращения вращения, т.е. *заклинивания* колеса при $\delta_{\text{торм}} = -100\%$. Это наступает тогда, когда $F_{и}$ становится равной $B_{т}$, т.е. тормозной момент мгновенно исключает вращение колеса. Вследствие уменьшающейся кинетической энергии из-за снижения поступательной скорости подвижного состава при торможении инерционная сила становится меньше тормозной силы. Т.е. *прекращение вращения колеса может произойти гораздо раньше равенства тормозной силы предельной величины силы сцепления*. Другими словами, критерием тормозной силы является не сила сцепления, а инерционная сила от кинетической энергии поезда. При этом не вращающееся колесо скользит относительно рельса (юз) со скоростью поступательного движения поезда. В результате образуется площадка на поверхности круга катания колеса – ползун и значительно увеличивается путь торможения. Следует отметить, что даже при служебном торможении поезда до полной остановки практически всегда заканчивается юзом, т.е. прекращением вращения колёс, так как инерционная сила, обеспечивающая вращение колёс приближается к нулю, в то время, как тормозная сила при этом не уменьшается. На поверхности катания колёс подвижного состава можно обнаружить микроползуны.

Диаметр гребней колёсной пары больше диаметра круга катания. Поэтому касание гребня внутренней плоскости головки рельса всегда сопровождается *трением скольжения направленным против поступательного движения* (рис.8), создавая силу сопротивления движению экипажа. Такое явление наблюдается не только на колёсах локомотива, но и колёсах вагонов поезда.

Перевод рельсовой колеи с 1524 мм на 1520 мм, без изменения размеров формирования колёсных пар, уменьшило свободу качения колёс цилиндрической частью обода и чаще гребень трётся о внутреннюю

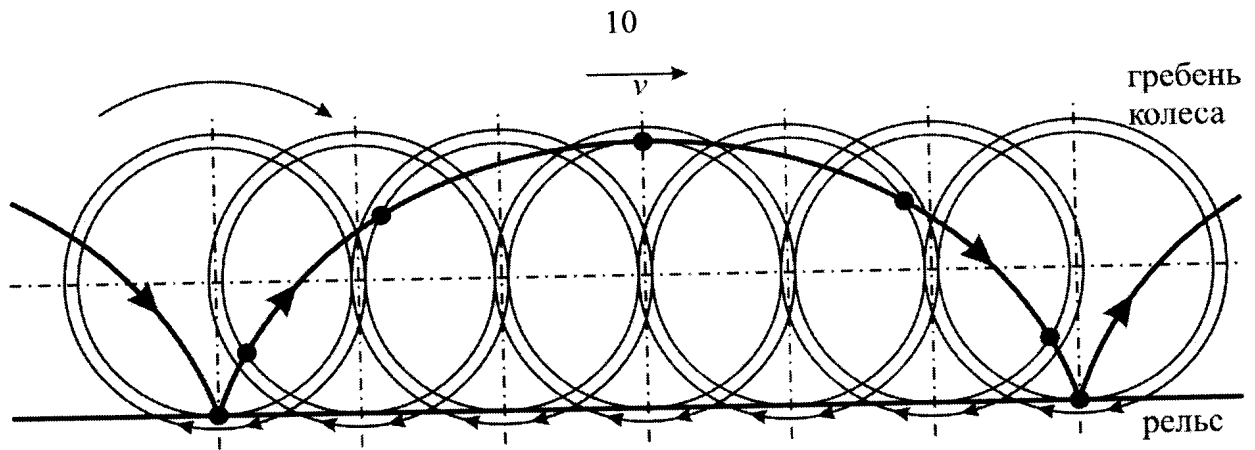


Рис. 8. Схема сил взаимодействия гребня колеса о рельс при движении

плоскость головки рельса. Это приводит к интенсивному износу гребней колёсных пар и внутренней части головок рельс (рис.9), что сопровождается увеличением расхода энергии.

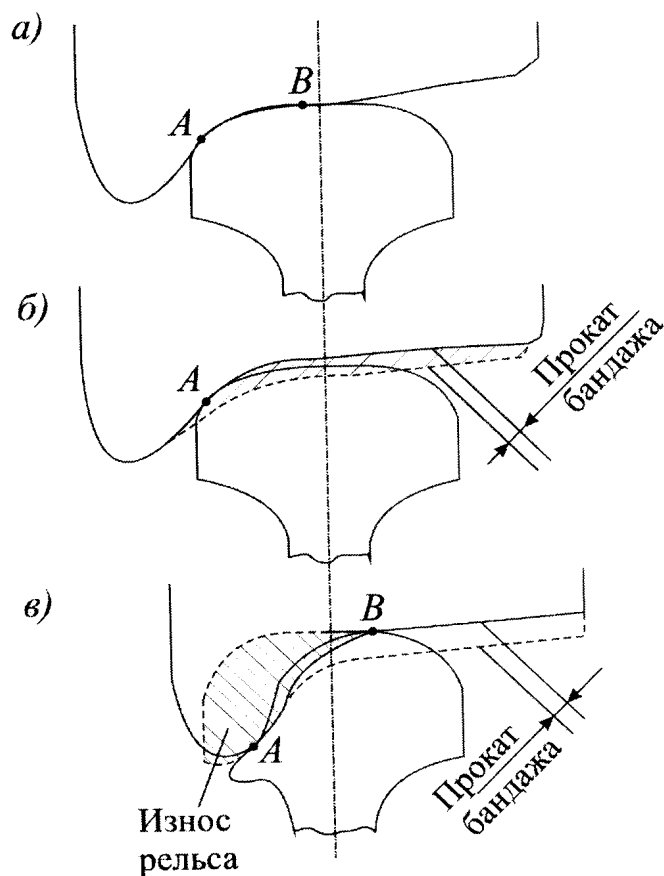


Рис. 9. Схемы процесса износа колеса и рельса в эксплуатации: а – нового бандажа с новым рельсом; б – изношенного бандажа с новым рельсом; в – изношенного бандажа с изношенным рельсом [12]

Итак, рассмотренное взаимодействие качения колеса локомотива по рельсу, позволяет определить безразмерное число δ , характеризующее взаимодействие контактирующих плоскостей качения колеса и головки рельса в режимах выбега, тяги и торможения. Экспериментальными опытами этого явления многие исследователи установили, что если относительная

величина проскальзывания δ составляет около $|0,01|$ или 1%, то колесо находится, в режиме тяги или торможения во взаимодействии с рельсом, в пределах почти упругой деформации.

Переход от упругого взаимодействия к скольжению колеса в пределах $0,01 < \delta < 0,02$, что соответствует *максимальной силе тяги* или при $-0,01 > \delta > -0,02$ *максимального торможения*. Если δ станет больше 0,02, то это состояние соответствует боксованию в режиме тяги или интенсивному $\delta < -0,02$ замедлению вплоть до прекращения вращения ($\delta = -1$) колеса при торможении. В этих состояниях взаимодействия колеса и рельса реализуется меньшая сила тяги и торможения, так как при таком проскальзывании происходит переход от сил трения *качения* (сцепления) к значительно меньшим (в 5 – 6 раз) значениям сил трения *скольжения*.

Таким образом, безразмерное число δ характеризует взаимодействие колеса и рельса в режимах тяги, выбега и торможения. Определённое значение δ в пороговом (переходном) режиме для стальных колёс и рельс, рассматривая пороговый режим движения, как переход к проскальзыванию взаимодействующих поверхностей колеса и рельса, ориентировочно равно 0,02. Вероятно, это число требует уточнения. Несомненно, что такое число существует и может быть использовано в тяговых расчётах и проектировании для совершенствования систем регулирования режимов движения по рельсовому пути колёс подвижного состава.

Литература

1. Асадченко В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава. Учебное пособие для вузов ж.д. транспорта. – М.: Маршрут, 2006. – 392 с.
2. Асадченко В.Р. Оценка использования сцепления колёс с рельсами и эффективные режимы работы тормозных устройств //Вестник ВНИИЖТ, 1988. № 8.
3. Асадченко В.Р. Исследование характеристики сцепления колёс с рельсами при торможении //Вестник ВНИИЖТ, 1987. № 5.
4. Бабичков А.М., Гурский П.А., Новиков А.П. Тяга поездов и тяговые расчёты. – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.
5. Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И. Тяговые расчёты: Справочник /Под ред. П.Т. Гребенюка. – М.:Транспорт,1987. – 272 с.
6. Деев В.В., Ильин Г.А., Афонин Г.С. Тяга поездов. Учебное пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1995. – 264 с.
7. Завьялов Г.Н. Управление тормозами и обслуживание их в поездах. – М.: Транспорт, 1980. – 247 с.
8. Испытание локомотивов и выбор рациональных режимов вождения поездов /под ред. С.И. Осипова. – М.: Транспорт, 1975.
9. Казаринов В.М., Иноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. – М.: Транспорт, 1968.
10. Карвацкий Б.Л. Тормоза: в 2 ч. – М.: Трансжелдориздат, 1938. Ч.2.

11. *Крылов В.В., Казаринов А.В., Максимов Б.Г. и др.* Методика измерения уровня коэффициента сцепления колёс вагонов с рельсами на эксплуатируемых участках железных дорог // Вестник ВНИИЖТ, 2003. № 4.
12. *Кузьмич В.Д., Руднев В.С., Френкель С.Я.* Теория локомотивной тяги: Учебник для вузов ж.-д. транспорта /Под ред. В.Д. Кузьмича. – М.: Издательство «Маршрут», 2005. – 448 с.
13. *Менишутин Н.Н.* Зависимость между силой сцепления и скоростью скольжения колёсных пар локомотива. // Вестник ВНИИЖТ. 1960, № 7.
14. Правила тяговых расчётов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
15. Теория электрической тяги /Под ред. И.П. Исаева. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1995. – 294 с.