Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LX, вып. 1, 1970 г.

ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЛОКОМОТИВА С ГЛАДКИМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ

В. С. Берсенев

Расчеты современных локомотивов с гладкими ведущими колесами производятся отдельно для условий работы в тяговом и тормозном режимах при наибольших нагрузках, когда особенно вероятно буксование или юз. При сопротивлениях поезда или тормозных усилиях, примыкающих к нулевым значениям, сила тяжести локомотива обусловливает весьма большой запас сил сцепления, и в изучении этих режимов не было необходимости. Очевидно поэтому предполагалось, что зона упругого скольжения проходит через начало координат.

При работе тяговых устройств с упругим скольжением ведущих колес *, именуемых ниже ТУ, давление колес на рельс регулируется в зависимости от величины реакции перемещаемого или затормаживаемого поезда. Так как при движении поезда значение этой реакции многократно проходит через нулевое значение, то и величина давления ведущих колес на рельс многократно снижается до минимального значения, когда соответственно снижается потенциальная величина сил сцепления. В таком случае выход ведущих колес из режима надежного сцепления с рельсом наиболее вероятен. Это подтверждается результатами эксплуатации и исследования ТУ, при которых замеченные неполадки относились к переходным режимам, а при максимальных нагрузках и перегрузках ведущие колеса ТУ были сцеплены с рельсом весьма надежно.

* Берсенев В. С. Методы увеличения силы тяги и допустимых углов наклона рельсовых путей для рудничных локомотивов. Докт. дисс. Л., 1967.

Сказанное доказывает важное практическое значение исследований процессов, протекающих при переходе ведущих колес ТУ из тягового в тормозной режим и обратно. Эти исследования имеют не менее важное теоретическое значение, так как при малых величинах реакций поезда наиболее четко проявляется характер паразитных сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с рельсом, которые изменяются пропорционально давлению колес и весьма значительны при рабочих режимах.

При неизменных условиях движения поезда скольжение ведущих колес ТУ, вычисленное в процентах, практически постоянно при всех значениях силы тяги, больших начального затяга, но оно зависит от скорости поезда и состояния рабочих поверхностей колес и рельсов. Поэтому в работе кратко рассмотрены также и некоторые особенности основных (рабочих) тяговых и тормозных режимов.

При работе ведущих колес с регулируемым давлением на рельс соотношение внешних сил при тяговом режиме подчиняется следующим зависимостям:

$$F = \psi \sum N, \tag{1}$$

$$\sum N = m \sum W \geqslant m T_0, \tag{2}$$

$$F = \sum W + \sum N (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5), \tag{3}$$

где F — полная сила сцепления ведущих колес с рельсом; ψ — коэффициент сцепления; ΣN — суммарное давление ведущих колес на рельс; ΣW — суммарное сопротивление поезда; k_1—k_5 — коэффициенты учета сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с рельсами *; T_0 — усилие начального затяга ТУ; m — передаточное число обратной связи ТУ, определяемое по уравнению

$$m = \frac{1}{\psi - k_1 - k_2 - k_3 - k_4 - k_5}. \tag{4}$$

При работе ТУ в тормозном режиме давление ведущих колес регулируется в зависимости от величины реакции поезда. При этом сопротивления в зоне контакта ведущих колес с рельсом совместно с тормозным усилием B будут способствовать

* См. настоящий сборник. В. С. Берсенев «О развитии самоходных рельсовых транспортных устройств с гладкими ведущими колесами».

остановке поезда. Поэтому уравнения (2) и (3) необходимо представить в виде

$$\sum N = m'B \geqslant m'T_0, \tag{5}$$

$$F = B - \sum N(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5). \tag{6}$$

Согласно уравнениям (1), (5) и (6) передаточное число m' обратной связи, необходимое для надежного сцепления ведущих колес с рельсом при тормозном режиме, определится из зависимости

$$m' = \frac{1}{\psi + k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5}. \tag{7}$$

Так как коэффициенты k_1—k_5 положительны, $m > m'$. Поэтому все последующие исследования будут проведены на основании уравнений (1)—(4), соответствующих большему значению передаточного числа обратной связи, обеспечивающему надежное сцепление колес с рельсом как при тяговом, так и при тормозном режиме.

Переходные режимы работы ведущего колеса характеризуются изменением направлений сил сцепления и скольжения колеса относительно рельса. Поэтому ниже коэффициент сцепления будет заменен удельной силой сцепления ν, отнесенной к единице силы нормального давления колеса на рельс и приведенной к направлению рельса. Сила ν имеет размерность ньютон на ньютон и считается положительной, если воздействующая на колесо касательная реакция рельса направлена навстречу окружной скорости колеса $v_{\text{окр}}$ в зоне контакта его с рельсом.

Относительное скольжение U ведущих колес также может быть положительным и отрицательным. Скольжение U положительно в тяговом режиме, когда оно совпадает по направлению с окружной скоростью; отрицательному скольжению U соответствует тормозной режим, когда оно направлено навстречу окружной скорости.

Если ψ заменить силой ν, то зависимости (1) и (4) приобретут вид

$$F = \nu \sum N, \tag{8}$$

$$m = \frac{1}{\nu - k_1 - k_2 - k_3 - k_4 - k_5}. \tag{9}$$

При неизменных условиях движения поезда уравнениям (2), (3), (8) и (9) соответствует точка с ординатой, равной расчетному значению $\nu_р$. В действительности же скольжение U при постоянном $\nu_р$ зависит от сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с рельсом, от скорости поезда, состояния фрикционных поверхностей и их износа. Так, например, согласно исследованиям Э. Г. Кальювеэ * при расчетной $\nu_р = +0{,}309$ рост скорости качения от 3,3 до 11,3 *км/ч* сопровождался увеличением U на 0,08%. Причем с ростом скорости приращения U уменьшается. Поэтому расчетному значению $\nu_р$ в системе координат ν—0—U соответствует семейство зависимостей $\nu = f(U)$ (рис. 1).

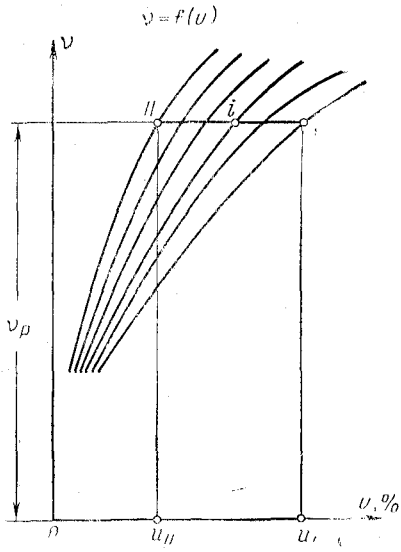


Рис. 1. Тяговый режим работы ведущих колес при регулируемом давлении их на рельс

Так как ТУ сохраняет постоянное значение m, соответствующее также постоянной ν, то каждому сочетанию условий качения колеса отвечает зависимость $\nu = f(U)$ с точкой i на ординате $\nu_р$. Геометрическое место точек i представляет собой параллельный оси абсцисс отрезок I—II, являющийся графиком тяговых режимов работы ТУ при сопротивлениях поезда, больших приведенного к чувствительным элементам усилия начального затяга, т. е. при $\Sigma W > T_0$. Отрезку I—II соответствуют режимы работы ТУ при регулируемом давлении ведущих колес на рельс от $\Sigma N = m T_0$ до ΣN_{max}, соответствующего максимальной расчетной нагрузке, а при перегрузках — усилию, при котором произойдет разрушение наиболее нагруженной детали.

---

* Кальювеэ Э. Г. Исследование работы тяговых устройств с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс в качестве фрикционного привода вращающихся частей крупных агрегатов. Канд. дисс. Л., 1968.

Если сопротивление поезда окажется меньшим или равным T_0, то согласно уравнению (2) установится постоянное давление ведущих колес на рельс, т. е. $\sum N_{min} = mT_0$. При этом режимы реализации удельных сил сцепления будут определяться частями зон упругого скольжения зависимостей $\nu = f(U)$, расположенными между отрезком $I—II$ и областью начала координат.

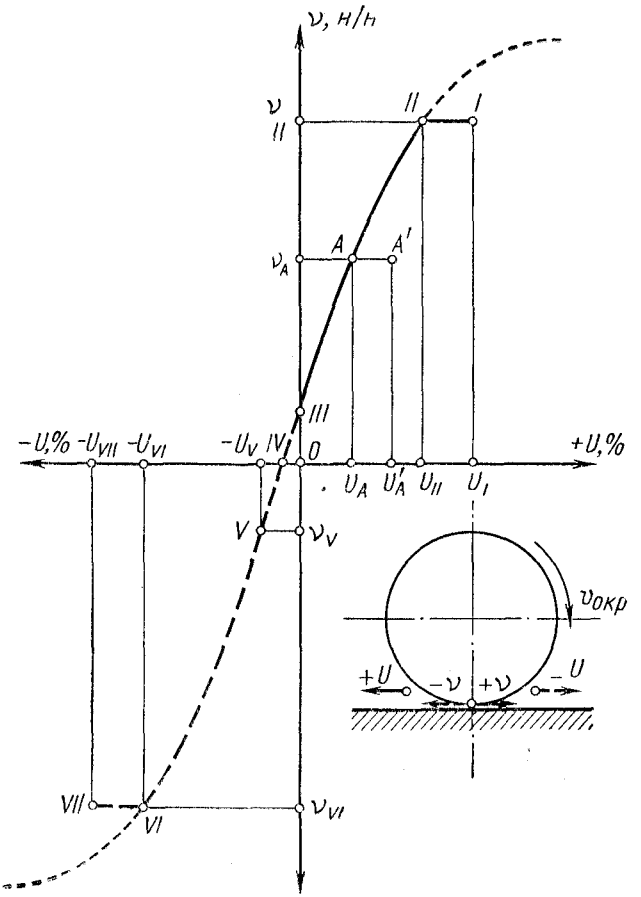


Рис. 2. Качественная характеристика режимов реализации удельной силы сцепления

Для удобства исследования переходных режимов работы ведущих колес следует рассмотреть только одну зависимость $\nu = f_1(U)$, проходящую через точку *II* (рис. 2), а уравнение (8) дать в виде

$$F = \frac{2M_{кр} - \mu d \sum N_{min}}{D} = \nu \sum N_{min}, \qquad (10)$$

где μ и d — соответственно, коэффициент трения и диаметр подшипников ведущих колес; D и $M_{кр}$ — диаметр ведущих колес и воздействующий на них крутящий момент.

Решая совместно уравнения (10) и (3), получим

$$\sum W = \frac{2M_{кр} - \mu d \sum N_{min}}{D} - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) \sum N_{min} =$$

$$= \nu \sum N_{min} - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) \sum N_{min}. \qquad (11)$$

Для переходных режимов работы ведущих колес характерна точка *III*, соответствующая сопротивлению поезда $\sum W = 0$. Тогда в соответствии с уравнением (11) получим

$$M_{кр} = \mu \frac{d}{2} \sum N_{min} + 0{,}5D (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) \sum N_{min} \qquad (12)$$

$$\nu_{III} = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5. \qquad (13)$$

Из зависимости (12) следует, что при работе локомотива в режиме точки *III* на ведущие колеса воздействует крутящий момент, равный сумме моментов сил сопротивления в подшипниках колес и в зоне их контакта с рельсами относительно осей вращения колес. Из уравнения (13) видно, что при работе ТУ в режиме точки *III* удельная сила сцепления ведущих колес с рельсами равна сумме удельных сопротивлений в зоне их контакта. Уравнение (13) позволяет также получить ординату, определяющую положение точки *III* на любой из зависимостей $\nu = f(U)$.

Для определения абсциссы точки *III* необходимо правую часть уравнения (11) решить относительно удельной силы сцепления

$$\nu = \frac{\sum W}{\sum N_{min}} + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5). \qquad (14)$$

Так как при $\Sigma W > T_0$ отношение $\frac{\Sigma W}{\Sigma N}$ превращается в постоянную величину, обратную передаточному числу обратной связи ТУ, то уравнение (14) описывает часть зоны упругого скольжения зависимости $\nu = f(U)$, расположенную ниже точки *II* (рис. 1 и 2). Та же зона упругого скольжения описывается эмпирической зависимостью

$$\nu = a + bU - cU^n. \tag{15}$$

Учитывая тождественность уравнений (14) и (15), можно сделать вывод о равенстве их свободных членов, т. е.

$$a = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5. \tag{16}$$

Решая совместно уравнения (14), (15) и (16), получим

$$\frac{\Sigma W}{\Sigma N} = bU - cU^n. \tag{17}$$

Согласно уравнению (17) $U_{III} = 0$, так как при работе ТУ в режиме точки III $\Sigma W = 0$, а второй корень при $n = 2$ и третий корень при $n = 3$ относятся к точкам зависимости $\nu = f(U)$, лежащим вне зоны упругого скольжения ($b \gg c$).

Сказанное позволяет сделать вывод, что зависимости $\nu = f(U)$ не проходят через начало координат. Каждая из них пересекает ось ординат в своей точке *III*, положение которой определяется величиной удельных сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с рельсами.

Отсутствие скольжения (полагаем подшипники колеса идеальными, так как действующие в них сопротивления преодолеваются приводом и не влияют на характер сцепления) можно объяснить с помощью двух допущений, позволяющих разделить единый процесс качения ведущего колеса на два самостоятельных.

Первое допущение состоит в том, что равномерное качение колеса, прижатого к рельсу силой $\Sigma N_{\min}$, при $M_{кр} = 0$ происходит под воздействием на ось продольной силы P_1, равной приведенному к окружности колеса сопротивления его в зоне контакта с рельсом, препятствующему вращению колеса. При этом колесо вращается под воздействием касательной реакции рельса F_1, передаваемой на него силами сцепления, т. е.

$$P_1 = F_1 = (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) \Sigma N_{\min}.$$

Так как реакция рельса F_1 совпадает по направлению с окружной скоростью колеса, то действующая при этом удельная сила сцепления v_a и относительное скольжение U_1 отрицательны.

Второе допущение состоит в том, что сопротивления в зоне контакта колеса с рельсом отсутствуют и оно катится по рельсу под воздействием крутящего момента M_2, величина которого связана с создаваемым колесом движущим усилием P_2, силой сцепления F_2 и сопротивлением колеса по первому допущению зависимостью

$$2M_2 = P_2D = F_2D = -D(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)\sum N_{\min}.$$

Так как реакция рельса F_2 при этом противоположна окружной скорости колеса, то действующая удельная сила сцепления v_2 и относительное скольжение U_2 положительны.

Рассмотренные выше явления характеризуют две стороны единого процесса, протекающего при качении ведущего колеса в режиме точки *III*. Поэтому происходит не только уравновешивание действующих в зоне контакта сил F_1 и F_2, усилий на оси колеса P_1 и P_2, но и нейтрализация относительного скольжения, так как

$$U_{\text{Ш}} = -U_1 + U_2 = 0.$$

Более простое объяснение отсутствия скольжения ведущего колеса при работе в режиме точки *III* состоит в том, что на колесо не передается рабочий момент, так как $\Sigma W = B = 0$, а собственные сопротивления колеса полностью уравновешиваются моментом по уравнению (12). Это позволяет также рассматривать качение ведущего колеса в режиме точки *III* как в режиме свободного качения идеального колеса, когда полностью отсутствуют все виды сопротивлений и оно катится без скольжения.

При работе ТУ в режимах, которые соответствуют части зависимости $v = f(U)$, располагающейся левее точки *III*, крутящий момент, воздействующий на ведущие колеса, продолжает уменьшаться. Для этих условий можно написать неравенство

$$\frac{2M_{\text{кр}} - \mu d \sum N_{\min}}{D} < (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)\sum N_{\min}. \qquad (18)$$

Так как согласно зависимостям (11) и (18) на ТУ действует отрицательное усилие, оно начинает работать в тормозном

режиме. Поэтому уравнения (5) и (11) следует написать для тормозного режима, обозначив тормозное усилие через B,

$$\sum N = mB \geqslant mT_0 = \sum N_{\min}; \tag{19}$$

$$B = \frac{2M_{\text{кр}} - \mu d \sum N_{\min}}{D} - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) N_{\min} =$$

$$= (\nu - k_1 - k_2 - k_3 - k_4 - k_5) \sum N_{\min}. \tag{20}$$

Для соответствующего неравенству (18) участка зависимости $\nu = f(U)$ при $M_{\text{кр}} > 0$ наиболее характерна точка IV, определяемая крутящим моментом

$$M_{\text{кр}} = \mu \frac{d}{D} \sum N_{\min}. \tag{21}$$

Решая совместно уравнения (20) и (21), можно получить

$$B_{IV} = -(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) \sum N_{\min} \tag{22}$$

и

$$F_{IV} = \nu_{IV} \sum N_{\min} = 0. \tag{23}$$

Из уравнений (22) и (23) следует, что при работе ведущих колес в режиме точки IV создается тормозное усилие B_{IV}, равное сопротивлениям в зоне контакта ведущих колес с рельсами, а удельная сила сцепления $\nu_{IV} = 0$, так как $\sum N_{\min} > 0$.

Для соответствующего точке IV режима работы ведущего колеса характерно отрицательное скольжение, определяемое силами сопротивления в зоне контакта колеса с рельсом, эквивалентными отрицательной силе сцепления.

Величина U_{IV} может быть определена по уравнению (15), если в него подставить $\nu_{IV} = 0$ и значение свободного члена из зависимости (16), т. е.

$$k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 + bU_{IV} - cU_{IV}^n = 0. \tag{24}$$

Для точки IV характерно равенство создаваемого приводом $M_{\text{кр}}$ моменту от сил трения (сопротивления) в подшипниках. Поэтому рассматриваемый режим можно назвать режимом свободного качения реального колеса с идеальными подшипниками.

Теоретический и практический интерес представляет также точка V зависимости $\nu=f(U)$, которая соответствует режиму работы колеса при $M_{кр}=0$. Для этого режима имеем

$$B_V = -\left(\mu\frac{d}{D} + k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5\right)\sum N_{min} =$$
$$= (\nu_V - k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)\sum N_{min}. \qquad (25)$$

Из уравнения (25), представляющего собой уравнение (20) для режима точки V, можно получить

$$\nu_V = \mu\frac{d}{D}. \qquad (26)$$

Скольжение колеса при работе в режиме точки V можно получить по уравнению

$$k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 + bU_V - cU_V^n = -\mu\frac{d}{D}. \qquad (27)$$

Так как при работе ведущего колеса в режиме точки V на него не передается ни тяговый, ни тормозной момент, этот режим следует назвать режимом свободного качения реального колеса.

Участок зависимости $\nu=f(U)$ между точками V и VI характерен тем, что воздействующий на ведущие колеса тормозной момент увеличивается от нуля до значения, соответствующего $B_0=T_0$. Работая в режиме точки VI, ведущие колеса создают тормозное усилие $B_{VI}=B_0$, которое по абсолютной величине равно $\sum W_{II} = T_0$, так как начальный затяг в тяговом и тормозном режиме создается общими приспособлениями начального затяга.

На основании уравнений (11) и (21) для точек II и VI можно написать

$$\sum W_{II} = T_0 = (\nu_{II} - k_1 - k_2 - k_3 - k_4 - k_5)\sum N_{min}, \qquad (28)$$
$$B_{VI} = B_0 = -(\nu_{VI} + k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)\sum N_{min}.$$

Учитывая равенство абсолютных величин левых частей зависимостей (28), можно получить

$$\nu_{VI} = \nu_{II} - 2(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5). \qquad (29)$$

Из зависимости (29) следует, что при работе ТУ, отрегулированного по тяговому режиму в соответствии с зависи-

мостью (9), в режиме точки *VI* колеса имеют больший запас силы сцепления с рельсом, чем при работе ТУ в режиме точки *II*. Так как действие удельной силы сцепления распространяется на весь участок *VI—VII*, сделанный выше вывод справедлив для условий работы ТУ в тормозных режимах при регулируемом давлении ведущих колес на рельс.

Представленный на рис. 2 график характеризует качественную сторону реализации удельной силы сцепления ν при работе ТУ, отрегулированного по тяговому режиму и имеющего приспособления начального затяга, установленные по последовательной схеме. График *I—VII* отражает и количественные особенности чрезвычайно многообразных зависимостей $\nu = f(U)$ и режимов работы ТУ.

Движение колеса по непосредственно примыкающим один к другому участкам может характеризоваться различными зависимостями $\nu = f(U)$, так как две соседние точки рельса могут иметь различную загрязненность, термическую обработку и т. п. Поэтому при работе ТУ характеризующая процесс сцепления точка должна постоянно перемещаться в пределах отрезка *I—II*. При работе на сильно загрязненных рельсах расчетное значение ν_{II} должно быть уменьшено и подобрано так, чтобы при расположении отрезка *I—II* на более узкой части пучка зависимостей $\nu = f(U)$ среднее значение U не превышало 1—2%. Иначе уменьшится коэффициент полезного действия процесса создания силы тяги и увеличится износ ведущих колес и рельсов.

Величина полезной силы тяги, равной суммарному сопротивлению поезда ΣW, характеризуется не всей ординатой ν_{II}, только отрезком $\nu_{III} - \nu_{II}$, которому также соответствует передаточное число обратной связи ТУ. Поэтому следует стремиться к уменьшению ординаты ν_{III}, характеризуемой зависимостью (13). Из входящих в зависимость (13) коэффициентов наиболее опасные значения может приобретать коэффициент k_2, по которому учитываются сопротивления при поперечном скольжении ведущего колеса. Поворот плоскости вращения ведущего колеса на 1—2° относительно направления рельса увеличивает k_2 до величины, соизмеримой с ν_{II}. Рост k_2, а следовательно и ν_{III}, сопровождается не только перемещением точки *III* вверх по оси ординат, но и значительным изменением режимов работы ведущего колеса.

Перемещение точки *III* вверх вызовет смещение зависимости $\nu = f(U)$ влево относительно начала координат, увеличит удельную силу торможения, пропорциональную отрезку

$\nu_{III} - \nu_{VI}$, и изменит характеристику тягового режима. При этом увеличится скольжение ведущего колеса при работе в режимах точек *IV*, *V*, *VI* и *VII*, возрастет тормозное усилие и сократится полезная сила тяги. Однако в отдельных случаях это не приведет к уменьшению отрезка $\nu_{III} - \nu_{II}$, так как рассматриваемые ТУ имеют стабильное передаточное число обратной связи и уравнение (9) может быть представлено в виде

$$\frac{1}{m} = \nu_{II} - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) \approx \text{const}. \qquad (30)$$

Из зависимости (30) следует, что увеличение суммы коэффициентов должно сопровождаться некоторым увеличением ординаты ν_{II}, если, конечно, она при этом остается в пределах зоны упругого скольжения. Так как точка *II* находится на участке зависимости $\nu = f(U)$ с большей кривизной, чем в точке *III*, то смещение зависимости $\nu = f(U)$ влево при увеличении ординаты ν_{III} не уменьшит скольжение U_{II}, а несколько увеличит его. При неблагоприятных условиях рост сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с рельсом может привести к выходу отрезка *I—II*, и особенно правой его части, на неустойчивые ветви зависимостей $\nu = f(U)$. Ведущие колеса начнут работать с пробуксовками, определяющими рывкообразный характер работы ТУ.

Перемещение точки *III* вверх по оси ординат, казалось бы, создает благоприятные условия для работы ведущих колес в тормозном режиме, так как удельная сила торможения пропорциональна отрезку $\nu_{III} - \nu_{VI}$. Однако при этом возрастает скольжение ведущих колес и связанный с ним износ рабочих поверхностей. Поэтому отмеченный запас сил сцепления следует рассматривать только как обстоятельства, обусловливающее бо́льшую надежность работы ТУ в тормозном режиме, чем в тяговом.

Экспериментальные и теоретические исследования показывают, что зависимости $\nu = f(U)$ располагаются в первой, второй и третьей четвертях системы координат ν—0—U и не проходят через ее начало. Скольжение свободного качения холостого колеса не равно нулю, оно отрицательно и может изменяться в весьма широких пределах. Установлено, что U_V тщательно отрегулированного контрольного колеса находится в пределах 0,1%. При перекосе холостого колеса на 2—3° U_V достигает 3—5%. Дальнейшее увеличение угла перекоса сопровождается быстрым ростом скольжения и, наконец, при

некотором угле перекоса, меньшем 90°, холостое колесо перестанет вращаться (пойдет юзом). Это как раз те условия, при которых скольжение свободного качения холостого колеса может достигнуть 100%.

Так как $U_V \neq 0$, все результаты экспериментальных исследований скольжения, основанные на сравнении окружных скоростей приводного и неприводного колеса, должны иметь погрешность. Утверждения, что контрольное колесо (неприводное) прижимается к рельсу малой силой и имеет весьма малое скольжение, следует признать несостоятельными, так как согласно зависимости (27) U_V не зависит от нормальной нагрузки на колесо. Наоборот, при малых нормальных давлениях контрольного колеса увеличивается влияние на его скольжение случайных факторов — сопротивлений в сальниках, загрязнения подшипников и т. п.

При работе контрольного колеса $k_3 = k_4 = k_5 = 0$, а U_V и c находятся в пределах 0,1. Поэтому зависимость (27) можно дать в упрощенном виде

$$U_V = -\frac{\mu \frac{d}{D} + k_1 + k_2}{b}. \qquad (31)$$

Из зависимости (31) следует: скольжение контрольного колеса U_V, а следовательно и погрешности при измерении скольжения ведущего колеса, могут быть уменьшены, если обеспечить возможно минимальные значения μ и $\frac{d}{D}$. Коэффициент k_1, характеризующий сопротивления от трения качения, может быть уменьшен увеличением диаметра контрольного колеса, а влияние сопротивлений, учитываемых коэффициентом k_2, может быть сведено к нулю точной установкой колеса в плоскости рельса.

Скольжение U_V может быть определено и без вычисления коэффициентов эмпирической зависимости (15), если известно действительное скольжение U_A, соответствующее точке A на примыкающей к началу координат части зоны упругого скольжения. Пользуясь подобием треугольников $III - \nu_A - A$ и $III - \nu_V - V$, кривизной гипотенуз которых пренебрегаем, можно получить зависимость

$$U_V = U_A \frac{\mu \frac{d}{D} + k_1 + k_2}{\nu_A - k_1 - k_2}. \qquad (32)$$

Но в процессе проведения экспериментов по известной методике может быть получено только скольжение U'_A, включающее погрешность, равную U_v, и соответствующее точке A', т. е.

$$U'_A = U_A + U_v. \tag{33}$$

Решая совместно уравнения (32) и (33), можно получить зависимость для определения действительного скольжения колеса при работе в режиме точки A

$$U_A = U'_A \frac{\nu_A - k_1 - k_2}{\nu_A + \mu \frac{d}{D}}. \tag{34}$$

Из зависимости (34) можно определить не только действительное положение точки A и соответствующее ей скольжение U_A, но и действительное положение всей зависимости $\nu = f(U)$.

Выводы

1. Работа ведущего колеса в тяговом и тормозном режиме представляет собой единый процесс. Режимы реализации сил сцепления колеса с рельсом следует рассматривать в системе координат U—0—ν, по осям ординат которой откладываются положительные и отрицательные значения ν, а по осям абсцисс положительные и отрицательные значения U в процентах.

2. Рабочие тяговые режимы при регулируемом давлении ведущих колес на рельс описываются параллельным оси абсцисс отрезком *I—II*, расположенным в первой четверти системы координат U—0—ν.

3. Рабочие тормозные режимы при регулируемом давлении ведущих колес на рельс описываются отрезком *VI—VII*, параллельным оси абсцисс и расположенным в третьей четверти системы координат U—0—ν.

4. Переходные процессы между рабочими тяговыми и тормозными режимами при расположении приспособлений начального затяга по последовательной схеме описываются частями зон упругого скольжения, расположенными между отрезками *I—II* и *VI—VII*.

5. Зоны упругого скольжения зависимостей $\nu = f(U)$ не проходят через начало координат и располагаются левее его.

6. Величины удельных сопротивлений в зоне контакта ведущего колеса с рельсом при различных условиях качения

определяют положение точек *III*, в которых отвечающие этим условиям зависимости $v=f(U)$ пересекают ось ординат. Рост удельных сопротивлений в зоне контакта сопровождается перемещением точки *III* вверх по оси ординат и смещением соответствующей зависимости $v=f(U)$ влево относительно начала координат.

7. Точка *III* характеризует условия свободного качения идеального колеса; ей соответствует нулевое относительное скольжение и положительная удельная сила сцепления.

8. Точка *IV* характеризует условия свободного качения реального колеса с идеальными подшипниками; ей соответствует отрицательное относительное скольжение и нулевая удельная сила сцепления.

9. Точка *V* характеризует условия свободного качения реального колеса; ей соответствует отрицательное относительное скольжение и отрицательная удельная сила сцепления.

10. Полезное значение удельной силы сцепления при рабочем тормозном режиме больше полезного значения удельной силы сцепления при рабочем тяговом режиме.