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

О РАЗВИТИИ САМОХОДНЫХ РЕЛЬСОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ С ГЛАДКИМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ

В. С. Берсенев

Режимы реализации коэффициента сцепления гладких ведущих колес с рельсами изучены весьма подробно [1, 2, 3, 4]. Установлено, что при постоянной скорости локомотива и постоянном давлении ведущих колес на рельсы существует строгая зависимость между скольжением колес и коэффициентом

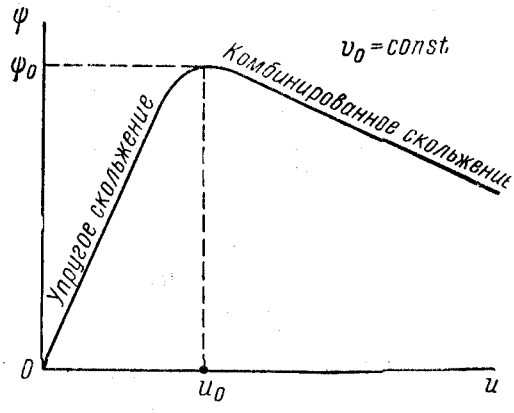


Рис. 1. Схема режимов реализации коэффициента сцепления, заимствованная из работ Д. К. Минова

сцепления. Согласно приведенной в работах Д. К. Минова графической зависимости (рис. 1) между относительным скольжением U в процентах от пройденного точкой на поверхности

катания колеса пути и коэффициентом сцепления ψ характер взаимодействия ведущих колес с рельсами определяется особенностями двух качественно различных зон.

Первая зона упругого скольжения [1, 2, 3, 4] располагается между началом координат и ординатой, соответствующей относительному скольжению порядка 2%. Для нее характерно преобладание упругого скольжения и устойчивое сцепление колес с рельсом. В этой зоне зарождается избыточное скольжение, определяющее увеличение кривизны зависимости $\psi = f(U)$ с ростом силы тяги.

Для второй зоны — комбинированного скольжения характерно преобладание избыточного скольжения, с ростом которого уменьшается коэффициент сцепления; при скоростях же, меньших 10—15 *км/ч*, он незначительно возрастает.

Зависимостью $\psi = f(U)$ режимов реализации коэффициентов сцепления отражены недостатки современных локомотивов. Действительно, если ведущие колеса прижаты к рельсам постоянной вертикальной силой тяжести локомотива, то при коэффициенте сцепления, меньшем единицы, сила тяги не может быть больше доли его веса. С постоянством и вертикальностью силы тяжести локомотива связаны жесткие ограничения допустимых углов наклона рельсовых путей для них. Допустимый уклон пути в 40 тысячных охватывает весьма узкую полосу из возможного диапазона углов наклона до 90°. Наконец, гладкие ведущие колеса, прижимаемые к рельсам силой тяжести локомотива, имеют при перегрузках повышенное скольжение, которое не только ускоряет их износ, но и значительно снижает к. п. д. создания силы тяги [5]

$$\eta_{\text{т}} \leqslant \frac{\psi - \frac{2f}{D}}{\psi + \mu \frac{d}{D}} - \frac{U}{100}, \qquad (1)$$

где ψ — реализуемый коэффициент сцепления; f и μ — коэффициенты трения, соответственно, качения и скольжения подшипников ведущих колес; d и D — диаметры, соответственно, подшипников и поверхностей катания колес.

В то же время самоходные транспортные повозки с гладкими ведущими колесами обладают весьма важными преимуществами перед установками с канатной тягой и повозками с зубчато-реечным приводом. Низкие сопротивления передвижению, высокие скорости, относительно небольшая стоимость

тонно-километра, простота обслуживания, хорошая взаимозаменяемость и технологичность гладких колес, возможность работы на разветвленных путях, универсальность применения при транспортировании людей, штучных, насыпных, массовых и жидких грузов обеспечили рельсовому транспорту широкое применение. Поэтому работы по устранению недостатков современных локомотивов приобретают особо важное значение.

Ограничение силы тяги локомотива долей его веса, узкие пределы допустимых углов наклона рельсовых путей и повышенное скольжение колес при перегрузках определяются способом прижатия ведущих колес к рельсу постоянной вертикальной силой тяжести локомотива. Причем увеличение сцепного веса для улучшения тяговых характеристик локомотива приводит к росту дополнительных сопротивлений в виде параллельной наклонному пути составляющей силы тяжести локомотива.

Новый более прогрессивный способ создания силы тяги гладкими ведущими колесами должен основываться на использовании зоны упругого скольжения. Более того, при всех рабочих режимах и возможных перегрузках коэффициент сцепления должен сохраняться относительно постоянным. Только при таких режимах работы ведущих колес можно устранить отмеченные выше недостатки.

Если силу сцепления ведущих колес с рельсом обозначить F, а их давление на рельсы ΣN, то условие постоянства ψ можно записать так

$$\psi = \frac{F}{\Sigma N} = \text{const} \quad \text{или} \quad F = \psi \Sigma N. \qquad (2)$$

Согласно уравнениям (2) переменной F должно соответствовать строго определенное ΣN. Это можно было бы обеспечить системами автоматического регулирования, использующими в качестве входного сигнала потребную силу тяги. Практически же силу тяги невозможно использовать в качестве исходного сигнала при регулировании, так как в зоне контакта ведущего колеса с рельсом часть ее реализуется на преодоление сопротивления качению самого ведущего колеса.

Для определения величины, которую можно использовать в качестве исходного сигнала при регулировании давления ведущих колес на рельс, следует, основываясь на методе кинетостатики, рассмотреть условие равновесия внешних сил, приложенных к ведущим колесам локомотива. Полагая, что в суммарное сопротивление поезда ΣW включены все силы инерции,

можно написать уравнение равновесия проекций внешних сил на направление рельса

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

где k_1—k_5 — коэффициенты, используемые для учета сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с рельсами.

С помощью коэффициента k_1 определяется сопротивление от трения качения ведущего колеса по рельсу. При диаметре колеса D и коэффициенте трения качения f он определится по общеизвестной формуле $k_1 = \frac{2f}{D}$.

Аналитические зависимости для вычисления остальных коэффициентов можно получить с помощью уравнения, описывающего зону упругого скольжения зависимости $\psi = f(U)$

$$\psi = a + bU - cU^n, \qquad (4)$$

где a — свободный член, определяющий положение точки пересечения оси ординат зависимостью $\psi = f(U)$; b — угловой коэффициент, характеризующий интенсивность упругого скольжения; c — коэффициент, характеризующий интенсивность нарастания избыточного скольжения; n — показатель степени, отражающий характер нарастания избыточного скольжения в зоне упругого скольжения.

Если характер взаимодействия колеса с рельсом не выходит за пределы упругого, то сила их взаимодействия при каждом дополнительном скольжении может быть выражена

$$P_i = \psi_i \sum N, \qquad (5)$$

где ψ_i — коэффициент трения при дополнительном скольжении U_i,

$$\psi_i = a + bU_i - cU_i^n. \qquad (6)$$

Коэффициенты k_2—k_5 представляют собой удельные сопротивления, действующие в зоне контакта колеса с рельсом и отнесенные к единице силы, прижимающей колесо к рельсу. Они связаны с дополнительными скольжениями ведущего колеса и вычисляются через работу $A_i = P_i v_i$, совершаемую на пути, равном скорости v_i дополнительного скольжения. Работа A совершается на пути колеса v, равном его окружной скорости.

Поэтому коэффициенты k_2—k_5 могут быть определены по уравнению

$$k_i = \frac{P_i v_i}{v \sum N} = \frac{\psi_i v_i}{v} = \frac{(a + bU_i - cU_i^n)}{v}.$$

Коэффициент k_2 представляет собой удельное сопротивление при поперечном скольжении колеса, возникающем при непараллельности плоскости вращения колеса и направления движения повозки,

$$k_2 = (a + 100b\cos\alpha - 100^n c\cos^n\alpha)(\cos\alpha + \omega'), \qquad (7)$$

где α — угол между осью вращения ведущего колеса и направлением рельса; ω' — коэффициент сопротивления роликов, передающих поперечное усилие на тяговый рельс (уравновешивающих поперечную реакцию рельса при этом виде скольжения).

Коэффициент k_3 представляет собой удельное сопротивление ведущего колеса, возникающее при качении цилиндрического колеса по закруглению пути, плоскость которого параллельна оси вращения колеса

$$k_3 = \frac{S^2}{4R}\left(a + 100\frac{b}{3}\cdot\frac{S}{R} - \frac{100^n}{8}c\frac{S^n}{R^n}\right), \qquad (8)$$

где R — радиус оси рабочей поверхности тягового рельса; S — ширина рабочей поверхности тягового рельса.

Для рассматриваемых ниже тяговых устройств характерно применение двух ведущих колес, зажимающих головку рельса во встречных направлениях. Если колеса имеют жесткую кинематическую связь и катятся по закруглению, то возникает их продольное скольжение, связанное с дополнительным удельным сопротивлением

$$k_4 = \frac{e}{R}\left(a + 100b\frac{e}{R} - 100^n c\frac{e^n}{R^n}\right), \qquad (9)$$

где e — толщина головки рельса.

Если ведущие колеса с жесткой кинематической связью имеют неодинаковые диаметры, то при качении их по прямому рельсу возникает второй вид продольного скольжения, при котором удельное сопротивление

$$k_5 = \frac{\Delta}{2D}\left[a + 50b\frac{\Delta}{D} - 100^n\left(\frac{\Delta}{2D}\right)^n c\right], \qquad (10)$$

где Δ — различие в диаметрах ведущих колес.

Уравнения (7)—(10) не включают силы, входящие в уравнение (3). Поэтому, решая совместно уравнения (2) и (3), можно получить

$$F\frac{\psi-(k_1+k_2+k_3+k_4+k_5)}{\psi}=\sum W. \qquad (11)$$

Следовательно, при неизменных условиях движения локомотива существует прямо пропорциональная зависимость между F и ΣW, включающим в себя как статические, так и динамические сопротивления поезда. Поэтому в качестве исходного сигнала при регулировании давления ведущих колес на рельс можно использовать суммарное сопротивление поезда ΣW, которое воздействует на силовые элементы, расположенные между рамой локомотива и ведущими колесами, и может быть легко измерено.

Вид уравнений регулирования давления ведущих колес на рельс зависит от расположения приспособлений начального затяга, создающих усилие T_0, необходимое для удержания ведущих колес в контакте с рельсом при нулевых или близких к нулю сопротивлениях поезда. При параллельном силовым элементам расположении этих приспособлений уравнение регулирования имеет вид

$$\sum N=m\sum W+mT_0, \qquad (12)$$

а при последовательном расположении приспособлений в цепи силовых элементов его следует написать так

$$\sum N=m\sum W\geqslant mT_0. \qquad (13)$$

Входящее в уравнения (12) и (13) усилие T_0 обычно не превышает 2—3% от максимальной силы тяги.

Итак, процессы создания силы тяги, характеризующиеся упругим скольжением ведущих колес при постоянном коэффициенте сцепления, определяются уравнениями (2), (3), (12) и (13), которые позволяют также установить конструктивные особенности и структурную схему нового тягового механизма.

В уравнения (2), (3), (12) и (13) не входят силы, которые подобно сцепному весу уравновешивали бы нормальные реакции рельса, приложенные к ведущим колесам. Поэтому для уравновешивания нормальных реакций следует использовать сами реакции, приняв четное число ведущих колес, каждая пара которых должна зажимать головку рельса во встречных направлениях (рис. 2). Рекомендуемое расположение ведущих

колес способствует уменьшению действующих на рельс изгибающих моментов и определяет необходимость расположения всего тягового механизма и соединяющих его с рамой повозки связей в плоскости, проходящей через ось головки тягового рельса.

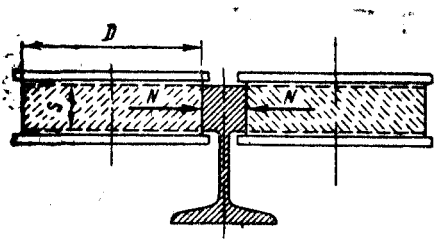


Рис. 2. Схема расположения приводных колес при взаимном уравновешивании нормальных реакций рельса

Уравнениям (2)—(13) соответствует замкнутая структурная схема механизма, так как уравнение (2) описывает процессы сцепления находящихся под воздействием крутящего

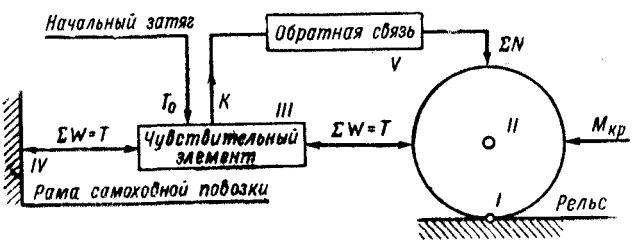


Рис. 3. Структурная схема тягового устройства с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс в зависимости от величины сопротивления поезда или потребного тормозного усилия

момента $M_{кр}$ ведущих колес с рельсом, (3) — передачу усилий от рельса до рамы самоходной повозки, а (12) и (13) — передачу сил в обратном направлении с одновременной трансформацией от ΣW до ΣN. Отвечающая уравнению (3) силовая цепь между позициями *I—II—III—IV* (рис. 3) условно названа прямой связью.

Силовая цепь *III—V—II—I* по уравнениям (12) и (13) названа обратной связью. Участок прямой связи *I—II—III* и обратная связь объединяются в замкнутый контур зоной контакта рельса с ведущими колесами *I* и чувствительным элементом *III*.

Чувствительный элемент *III* последовательно включен в силовую цепь деталей, соединяющую подшипники колес *II* с рамой *IV*, и передает через себя к раме *IV* полезную силу тяги, а к ведущим колесам реакцию рамы, равную сопротивлению поезда ΣW. При этом он вырабатывает пропорциональный ΣW исходный сигнал *K*, который приводит в действие обратную связь и трансформируется в ней до величины ΣN. Чувствительные элементы обычно находятся под действием T_0, создаваемого приспособлениями начального затяга.

Основной параметр обратной связи — ее передаточное число *m* (коэффициент трансформации) — может быть вычислен с помощью зависимости, которая не учитывает начальный затяг T_0, обеспечивающий некоторый запас давления ведущих колес на рельс,

$$m = \frac{1}{\psi - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)}. \qquad (14)$$

Рассматриваемая структурная схема нового тягового устройства представляет собой автоматическую систему жесткого управления с воздействием по возмущению. Роль задающего устройства выполняет приспособление начального затяга. Возмущением является сопротивление поезда или потребное тормозное усилие. Устройство управления (тяговый механизм) вырабатывает управление (давление ведущих колес на рельс)

$$У = У_з + У_в,$$

где $У_з = T_0$; $У_в = \Sigma W$.

При работе рассматриваемых механизмов в тормозном режиме сила сцепления *F* и сопротивления в зоне контакта ведущих колес с рельсом $(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)\Sigma N$ направлены в одну сторону и совместно выступают в качестве тормозного усилия *B*, т. е.

$$F = B - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5), \qquad (15)$$

$$\Sigma N = mB + mT_0, \qquad (16)$$

$$\sum N = mB \geqslant mT_0, \tag{17}$$

$$m = \frac{1}{\psi + k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5}. \tag{18}$$

Из уравнений (15)—(18) следует, что при работе в тормозном режиме ведущие колеса тягового механизма надежнее сцеплены с рельсом, чем при работе в тяговом режиме.

Прямая и обратная связи могут выполняться самостоятельными силовыми цепями деталей или составляющими сил, действующими на элементы тягового устройства. В случае использования для этого составляющих сил тяговые устройства конструктивно более просты и надежны, так как большинство их элементов участвуют в работе как прямой, так и обратной связи, а изменения величины составляющих сил в прямой и обратной связи происходят одновременно.

На рис. 4, *а* дана конструктивная схема реверсивного тягового устройства, чувствительные элементы которого выполнены в виде наклонных по отношению к рельсу шарнирных стержней. Ведущие колеса *1* устройства установлены посредством подшипников *3* на подвижных в плоскости рельса рычагах *4* и зажимают тяговый рельс *2*. Концы подвижных рычагов шарнирными стержнями *5* соединены с огибающими головку рельса хомутами *6* и тягами *7*, связанными с рамой повозки *8*. В тяги *7* встроены по последовательной схеме пружинные приспособления начального затяга *9*, ограничивающие уменьшение действующих в тягах усилий величиной T_0.

При вращении ведущих колес по стрелке (рис. 4, *б*) касательная реакция рельса T заставит весь механизм сместиться вправо. Правые шарнирные стержни и хомуты расположатся перпендикулярно к рельсу, а левые установятся под углом β к оси рельса.

Если каждая левая тяга *7* нагружена усилием T, то левые стержни *5* будут растянуты силами $\frac{T}{\cos\beta}$, каждую из которых можно разложить на две составляющие — параллельную рельсу силу T и перпендикулярную ему силу $T\operatorname{tg}\beta$. Составляющие T через рычаги и колеса воздействуют на рельс, осуществляя при этом прямую связь. Составляющие $T\operatorname{tg}\beta$ следует рассматривать как выработанные стержнями исходные сигналы для приведения в действие обратной связи. Эти силы, увеличиваясь на рычаге *4* до значения N, воздействуют на

рельс через рычаг и колеса по нормали, осуществляя при этом обратную связь.

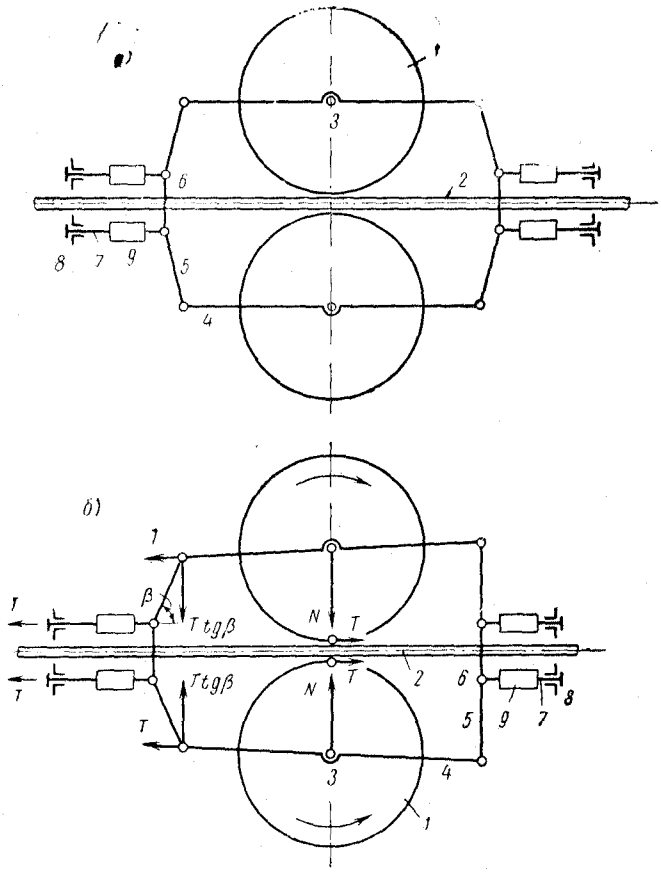


Рис. 4. Схема шарнирно-рычажного тягового устройства с нестабильным передаточным отношением обратной связи:
а — механизм в исходном положении; *б* — положение механизма под воздействием внешних сил

Если шарниры рычага располагаются на одной прямой с подшипником, то для идеального механизма можно написать $N=2T\,\mathrm{tg}\,\beta$ или

$$\sum N = 2\sum W\,\mathrm{tg}\,\beta. \qquad (19)$$

Следовательно, передаточное число обратной связи идеального механизма по рис. 4 будет

$$m_{\text{г}} = 2\operatorname{tg}\beta. \tag{20}$$

Статическая передача сил T в каналах прямой связи происходит без искажений, а трансформация усилий от T до N в каналах обратной связи сопровождается сопротивлениями в шарнирах. Поэтому для достижения надежного сцепления ведущих колес с рельсом необходимо обеспечить условие

$$m = m_{\text{г}}\eta_{\Sigma}, \tag{21}$$

где η_{Σ} — к. п. д. обратной связи тягового устройства.

С достаточной степенью точности η_{Σ} может быть принят равным к. п. д. стержня *5*, т. е.

$$\eta_5 = 1 - \mu\frac{\delta}{l}\frac{1}{\sin\beta\cos\beta}, \tag{22}$$

где $\mu = 0{,}1$ — расчетный коэффициент трения в подшипниках шарниров; δ — диаметр подшипников; l — длина стержня.

Необходимое для надежного сцепления ведущих колес с рельсом значение угла β может быть вычислено по зависимости

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{1}{2\left[\psi - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)\right]\eta_{\Sigma}}. \tag{23}$$

Все остальные расчеты тягового устройства (привода, передач, тормозных систем, рычажного механизма на прочность) производятся обычными методами.

Итак, описанное тяговое устройство (рис. 4) полностью отвечает структурной схеме, представленной на рис. 3. Причем прямая связь осуществляется параллельными, а обратная перпендикулярными рельсу составляющими сил, действующими на элементы тягового устройства.

Приведенные выше зависимости не учитывают силы инерции, действующие на рычаги и колеса при неустановившемся движении. Но, как показали экспериментальные исследования, эти силы не ухудшают работоспособности тягового устройства.

Чувствительные элементы, выполненные в виде наклонных стержней, обусловливают нестабильность передаточного числа обратной связи $m_{\text{г}}$ (20), так как угол β изменяется в процессе

износа ходовых частей и при различных размерах головки тягового рельса на разных участках пути.

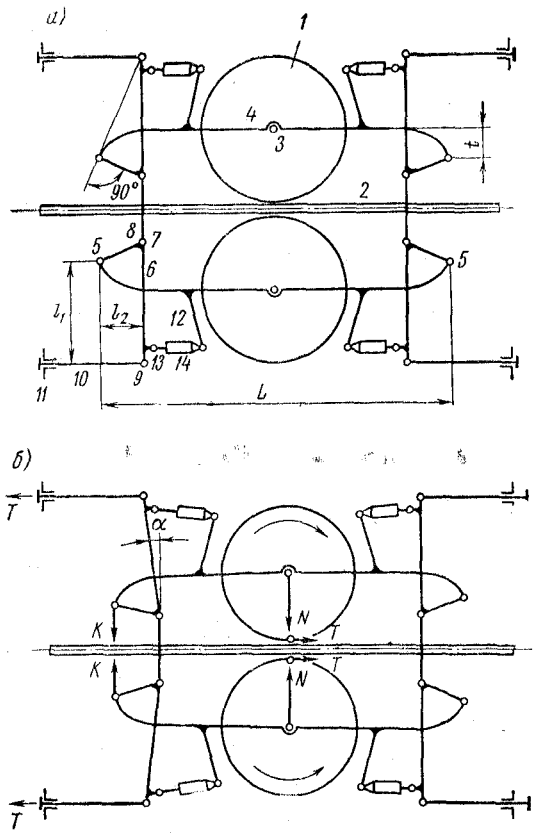


Рис. 5. Схема шарнирно-рычажного тягового устройства со стабильным передаточным отношением обратной связи:
а — механизм в исходном положении; *б* — положение механизма под воздействием внешних сил

Сила тяги созданных в Ленинградском горном институте тяговых механизмов этого типа доведена до 3000 *дан*. Последнее испытание механизма, рассчитанного по усилию 3000 *дан*, успешно прошло при нагрузках свыше 8000 *дан*.

Тяговые устройства (рис. 5, *а*) с чувствительными элементами в виде угловых рычагов имеют стабильное передаточное число обратной связи. Они удобны в эксплуатации, так как надежность сцепления их колес с рельсами не зависит от износа ходовых частей и изменения размера головки тягового рельса. Ведущие колеса *1* этого тягового устройства, зажимающие рельс *2*, подшипниками *3* монтируются на рычагах *4*, концы которых шарнирами *5* соединены с концами коротких плеч угловых рычагов *6*. Вершины каждой пары угловых рычагов шарнирами *7* соединены с огибающими рельс хомутами *8*. Концы длинных плеч рычагов *6* шарнирами *9* и тягами *10* соединены с рамой самоходной повозки *11*.

Между кронштейнами *12* рычагов *4* и шарнирами *13* угловых рычагов *6* по параллельной схеме установлены приспособления начального затяга *14*, ограничивающие также поворот угловых рычагов *6* в сторону ведущих колес.

При вращении ведущих колес по стрелке (рис. 5, *б*) касательные реакции рельса *T* сместят их вместе с механизмом вправо. После этого силы *T* передаются на раму самоходной повозки через левую часть тягового устройства. Одновременно на тяги *10* действуют реакции рамы повозки, равные *T*, сумма которых равна ΣW. При передаче реакций рамы *T* через рычаги *6* будут выработаны перпендикулярные рельсу силы *K*, которые при передаче их на ведущие колеса *1* через рычаги *4* будут увеличены до значения *N*.

В соответствии с рис. 5, *а* передаточное число рычагов *6* будет равно соотношению его плеч

$$m_6 = \frac{l_1}{l_2}. \qquad (24)$$

Передаточное число рычага *4* зависит от его размеров *L*, l_2, *t* и способа передачи крутящего момента на ведущие колеса *1*. Если крутящий момент передается непосредственно на вал ведущего колеса, установленного на раме повозки, то

$$m_4 = \frac{L - l_2}{0{,}5L - l_2 + 0{,}5\mu d + \varphi t}, \qquad (25)$$

где μ и *d* — соответственно, коэффициент трения и диаметр подшипников ведущих колес.

Если редуктор встроен в рычаг *4*, а крутящий момент передается карданным валом от двигателя, установленного на раме повозки, то

$$m_4 = \frac{L - l_2}{0{,}5L - l_2 - \psi\left(0{,}5D - t \pm \frac{D}{2i\eta}\right)}, \qquad (26)$$

где D — диаметр ведущего колеса; i и η — соответственно, передаточное число и к. п. д. редуктора; знак плюс перед дробью в знаменателе ставится при вращении карданного вала и ведущего колеса в одну сторону (если двигатель установлен на рычаге *4*, эта дробь равна нулю).

Расчетная величина передаточного числа тягового устройства с угловыми рычагами должна быть связана с теоретическим числом по уравнению (14) зависимостью

$$m = m_4 m_6 \eta_\Sigma, \qquad (27)$$

где $\eta_\Sigma = \eta_4 \eta_6$ — к. п. д. обратной связи; η_4 и η_6 — соответственно, к. п. д. рычагов *4* и *6* при выполнении ими функции обратной связи.

Так как η_4 практически не отличается от единицы, то η_Σ можно вычислять с помощью зависимости для определения η_6, т. е.

$$\eta_6 = 1 - \mu_6 \frac{d_2}{l_2} - 0{,}5\mu_6 \frac{d_1}{l_1}, \qquad (28)$$

где $\mu_6 = 0{,}1$ — расчетный коэффициент трения в шарнирах рычага *6*, d_1 — диаметр шарнира *9*; d_2 — диаметр шарниров *7* и *5*; l_1 и l_2 — плечи рычага *6* (см. рис. 5).

После определения размеров ведущего колеса, расчеты которого рекомендуется проводить по методике, принятой для грузоподъемных машин [6], конструктивно принимаются размеры рычага *4*, плечо l_2 и диаметры шарниров *5*, *7*, *9*. После этого уравнение (27) решается относительно длинного плеча рычага *6*

$$l_1 = \frac{l_2 m}{m_4 \eta_\Sigma} \qquad (29)$$

и проводятся соответствующие расчеты на прочность элементов рычажного механизма.

Передаточное число рычагов *6* с перпендикулярными плечами относительно шарнира *5* не зависит от угла поворота α (рис. 5, *б*). Следовательно, рассматриваемый механизм имеет стабильное передаточное число обратной связи. Стабильность передаточного числа обратной связи обусловливает простоту ухода и надежность тягового устройства.

Выполненные в металле и прошедшие успешные испытания тяговые устройства со стабильным передаточным числом обратной связи имеют расчетную силу тяги 200, 500, 700, 3000 и 3200 *кГс* (*дан*). Заканчивается монтаж промышленной установки с силой тяги 7800 *дан*.

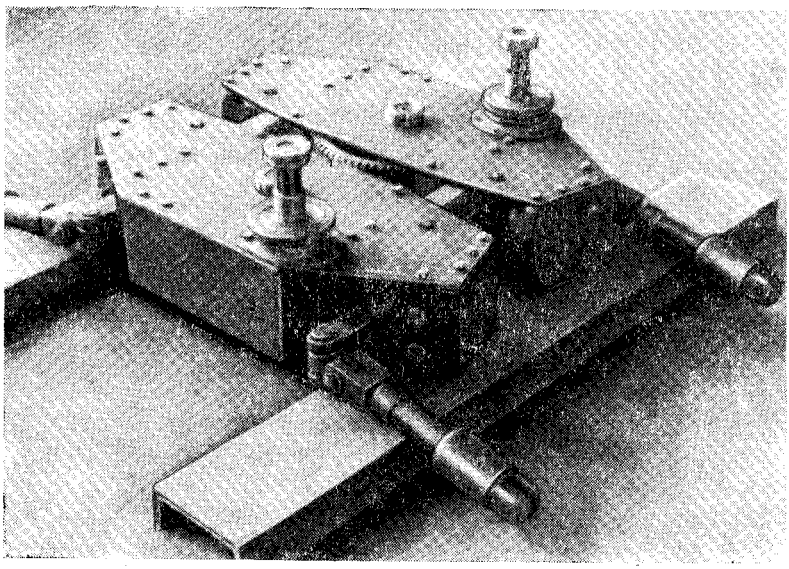


Рис. 6. Тяговое устройство со стабильным передаточным отношением обратной связи

На рис. 6 дана фотография тягового устройства с угловыми рычагами, прошедшего испытания на руднике Ихтвиси Новый треста Чиатурмарганец и имеющего расчетную силу тяги 3000 *дан*. От тягового устройства, изображенного на рис. 5, оно отличается последовательным расположением приспособлений начального затяга, которые встроены в тяги *10*.

107417

Испытания тяговых устройств с регулируемым давлением ведущих колес на рельс в зависимости от величины полезно используемой силы тяги или от величины потребного тормозного усилия показали, что они надежно работают как в пределах расчетных нагрузок, так и при перегрузках в пределах запасов прочности наиболее нагруженных деталей. Изменение силы тяги не влияет на величину относительного скольжения ведущих колес, которое находится в пределах от 0,5 до 1,0%.

К. п. д. создания силы тяги ведущих колес тягового устройства при регулируемом давлении их на рельс может быть определен с помощью зависимости

$$\eta_{\text{т}} = \frac{\psi - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5)\dfrac{d}{D}}{\psi + \mu\dfrac{d}{D}} - \frac{U}{100}. \qquad (30)$$

Согласно уравнению (30) $\eta_{\text{т}}$ не зависит от сопротивления поезда или создаваемой силы тяги и сохраняет расчетную величину в пределах от 0,95 до 0,98. При работе обычных локомотивов $\eta_{\text{т}}$ уменьшается при недогрузках и перегрузках, в одном случае, из-за роста удельных (отнесенных к силе тяги) сопротивлений ведущего колеса, а в другом, из-за роста скольжения U.

Постоянство $\eta_{\text{т}}$ тяговых устройств с упругим скольжением колес отражает не только устранение непроизводительных затрат энергии при недогрузках или перегрузках локомотива, но и снижение износа ходовых частей.

Созданные в ЛГИ тяговые устройства с регулируемым давлением ведущих колес выгодно отличаются от подобных зарубежных механизмов, работы над которыми начаты в последнее время [7]. Применение в качестве чувствительных элементов наклонных шарнирных стержней (см. рис. 4) или угловых рычагов (см. рис. 5) позволяет максимально упростить регулирующий механизм. Использование для прямой и обратной связи параллельных и перпендикулярных рельсу составляющих сил обеспечивает достаточную для надежной работы тягового устройства одновременность изменения давления ведущих колес с изменениями сопротивления поезда или потребного тормозного усилия.

Использование реакций рельсов для их взаимного уравновешивания позволило создать механизмы, сила тяги которых при возросшем к. п. д. в десятки раз превышает их силу тяжести. Так, например, испытания тягового устройства с нестабильным

передаточным числом обратной связи и с силой тяги 3000 *кГс* показали, что при одинаковых условиях работы его вес в 20 раз меньше веса подобного механизма, использующего для прижима колес силу тяжести. Характерно, что затраты электроэнергии при работе нового механизма уменьшились на 16,5%.

Отсутствие прямой зависимости между силой тяги и силой тяжести самоходных повозок данного типа позволяет утверждать, что они не менее успешно смогут работать в условиях уменьшенной весомости и невесомости.

Отмеченные преимущества рассматриваемых тяговых устройств позволили использовать их при создании не только транспортных машин, но и подъемников и технологических агрегатов. Так, например, следует признать положительными результаты работ по созданию привода для вращающихся частей крупных агрегатов. Такой привод состоит из гладкого кольцевого рельса и тягового устройства. Заменяющий зубчатый венец кольцевой рельс может быть укреплен на вращающейся части агрегата, тогда привод с тяговым устройством устанавливается на раме машины. Возможно также обратное расположение привода и кольцевого рельса.

Выводы

1. Недостатки современных локомотивов, проявляющиеся в виде ограничения силы тяги долей их веса, малых допустимых уклонов рельсовых путей и повышенного скольжения ведущих колес при перегрузках, определяются способом прижатия ведущих колес к рельсу силой тяжести локомотива.

2. Дальнейшее развитие способов создания силы тяги за счет сцепления гладкого колеса с гладким рельсом должно идти по пути ограничения скольжения зоной упругого скольжения.

3. Скольжение ведущего колеса может быть ограничено узким участком ветви упругого скольжения, если осуществить автоматическое регулирование давления ведущих колес на рельс в зависимости от сопротивления поезда или потребного тормозного усилия.

4. Преимущества автоматического регулирования давления ведущих колес могут быть использованы только при замене используемой при уравновешивании реакций рельса силы тяжести локомотива самими реакциями рельса.

5. Рассмотренные тяговые устройства способны создавать движущее и тормозное усилия, в несколько раз превышающие силу тяжести оборудованного ими локомотива, который может также надежно работать в условиях уменьшенной весомости и невесомости.

6. Для достижения большей простоты и надежности устройство регулирования давления ведущих колес на рельс следует выполнять в виде плоского шарнирно-рычажного механизма, при работе которого сила тяги и встречная ей реакция поезда передаются прямой связью, выполняемой параллельными рельсу составляющими сил, а давление ведущих колес на рельс создается обратной связью, выполняемой перпендикулярными рельсу составляющими сил.

7. Регулирующий механизм должен приводиться в действие равной сопротивлению поезда полезной силой тяги, для чего в схему механизма должны быть включены чувствительные элементы, которые рекомендуется выполнять в виде наклонных по отношению к рельсу шарнирных стержней или угловых рычагов с взаимно перпендикулярными плечами.

8. Ведущие колеса при нулевой силе тяги и переходных режимах работы механизма должны прижиматься к рельсу пружинными приспособлениями начального затяга, которые могут располагаться по параллельной или последовательной схеме.

9. Тяговые устройства с регулируемым давлением гладких ведущих колес могут быть использованы при создании локомотивов и различных самоходных повозок для наклонных и горизонтальных рельсовых путей, фрикционных приводов вращающихся частей крупных агрегатов, подъемников и других машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андриевский С. М. Боковой износ рельсов на кривых. Тр. ЦНИИ МПС, вып. 207. Трансжелдориздат, 1961.

2. Барский М. Р., Серединова И. Н. Экспериментальные исследования процессов буксования и юза локомотивов. Сб. «Проблемы повышения эффективности работы транспорта». Вып. I. Изд. АН СССР, 1953.

3. Меншутин Н. Н. Зависимость между силой сцепления и скоростью скольжения колесной пары локомотива. Вестн. ВНИИЖД, № 7, 1960.

4. Минов Д. К. Механическая часть электрического подвижного состава. Госэнергоиздат, 1959.

5. Берсенев В. С. Методы увеличения силы тяги и допустимых углов наклона рельсовых путей для рудничных локомотивов. Докт. дисс., Л., 1965.

6. Дукельский А. И. Грузоподъемные машины. Водтрансиздат, 1953.

7. Кюттинг В. Локомотивы подвесных монорельсовых дорог. Глюкауф, № 9, 1966.