Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LXVII, вып. 1, 1975 г.

ТЯГОВЫЕ УСТРОЙСТВА С ГЛАДКИМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Доктор техн. наук *В. С. Берсенев*
(Ленинградский горный ин-т)

Положительные свойства гладкого ведущего колеса, используемого в качестве движущего устройства самоходных повозок, доказаны длительной эксплуатацией современных локомотивов в различных отраслях промышленности. Гладкое колесо весьма технологично, способно воспринимать значительные нормальные, касательные и осевые нагрузки. Гладкие колеса обладают хорошей взаимозаменяемостью и сохраняют работоспособность при значительно большем износе, чем зубчато-реечный и цевочный приводы, а при номинальном режиме эксплуатации имеют весьма высокий коэффициент полезного действия процесса создания силы тяги.

Но гладкие колеса, прижимаемые к рельсу силой тяжести локомотива, имеют недостатки. Наиболее существенный из них — малые допустимые уклоны пути (не более 40‰) и связанные с этим значительные протяженности откаточных путей. В отдельных случаях этот недостаток исключает возможность применения локомотивного транспорта вообще или на отдельных участках горного предприятия.

Следующим недостатком является повышенное скольжение ведущих колес современных локомотивов при перегрузках, которое при неблагоприятных условиях переходит в буксование или юз, а иногда в потерю управляемости поездом.

К недостаткам локомотивов, ведущие колеса которых прижаты к рельсам силой тяжести, относятся также ограничение силы тяги долей их сцепного веса и необходимость в непроизводительно перемещаемых массах, сила тяжести которых используется для прижатия ведущих колес к рельсам.

Перечисленные недостатки ограничивают область применения машин с гладкими ведущими колесами условиями, которые не соответствуют положительным качествам гладкого ведущего колеса. Это подтверждается результатами проведенных в Ленинградском горном институте теоретических и опытно-конструкторских работ, в процессе которых созданы самоходные повозки, перемещающие грузы не только по горизонтальным, но и по наклонным, и вертикальным рельсовым путям. Сила тяги таких повозок может в десятки раз превышать их силу тяжести. Они могут надежно работать в условиях невесомости и уменьшенной весомости и имеют габариты, значительно меньшие, чем обычные локомотивы и тягачи с той же силой тяги.

Эти качества новых машин с гладкими ведущими колесами открывают широкие перспективы применения их в горной промышленности. Теперь не может быть сомнений в возможности создания локомотивов для подземных горных выработок с углами наклона до 10—15° и самоходных грузовых платформ (клетей), способных надежно работать на гладких путях с еще большими углами наклона.

Следует считать технически осуществимым создание карьерных локомотивов и тягачей, которые обеспечат надежное движение поездов по путям с уклонами 100—200 тысячных.

Уже проведены исследования, подтверждающие возможность сосоздания транспортного оборудования для бестраншейных карьеров блочного камня. В этом случае рельсовые пути могут располагаться на нерабочем борту карьера в непосредственной близости от рабочих уступов и передвигаться за ними после каждого цикла.

Закончены исследования экспериментальных самоходных подъемников, перемещающихся по вертикальным металлическим рельсам или по железобетонным мачтам.

Внедрены в производство монорельсовые тягачи, работающие на путях, отдельные участки которых имеют угол наклона до 35°. Эти тягачи могут перемещать грузы и по вертикальным путям.

Все преимущества новых транспортных машин достигнуты за счет применения тяговых устройств (ТУ), представляющих собой плоские шарнирно-рычажные механизмы со взаимодействующими с рельсами гладкими ведущими колесами. Эти механизмы могут успешно применяться не только на транспортных, но и на других машинах.

Положительные результаты получены при испытании на мраморном карьере экспериментального механизма подачи с ТУ для камнерезных машин, который при собственном весе около 150 *кгс* имел расчетное усилие подачи 1500 *кгс* и надежно работал при значительных перегрузках.

Экспериментальный привод, испытанный на сгустителе П-24, весит в 20 раз меньше, чем старый, и снизил затраты электроэнергии на 16,5%, что свидетельствует о значительном повышении к.п.д. процесса создания силы тяги и снижении износа ходовых частей.

Хорошие результаты получены при испытании ТУ в качестве фрикционного привода вращающихся частей крупных агрегатов, бесцепных изгибающихся пластинчатых конвейеров, тормозных тележек.

Принцип действия ТУ основан на том, что при рабочих режимах его рычажный механизм обеспечивает постоянное соотношение между создаваемым ведущими колесами движущим усилием T и давлением P на зажимаемый ими тяговый рельс, т. е.

$$P = mT \geqslant mT_0, \tag{1}$$

где m — передаточное число рычажного механизма ТУ; T_0 — усилие начального затяга, удерживающее ведущие колеса в контакте с тяговым рельсом при $0 \leqslant T < T_0$, $T_0 = (0{,}02 \div 0{,}05)\ T$.

Следующей особенностью взаимодействия ведущих колес с тяговым рельсом следует считать то, что реализуемая ими сила сцепления F всегда больше движущего усилия T на величину сопротивлений, действующих в зоне контакта ведущих колес с рельсом и пропорциональных P, т. е.

$$F = T + \sum kP, \tag{2}$$

где Σk — удельная величина сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с тяговым рельсом.

Кроме того, силы F и T связаны между собой зависимостью

$$F = \nu P, \tag{3}$$

где ν — реализуемая ведущими колесами удельная сила сцепления.

Отвлекаясь от характера сил сопротивления в зоне контакта ведущих колес с рельсом, для пояснения уравнений (1)—(3) рассмотрим взаимодействие внешних сил T и P применительно к находящемуся в равновесии одиночному колесу (рис. 1). К колесу через подшипники приложены силы T и P. Они уравновешены касательной T' и нормальной P' реакциями тягового рельса. Равнодействующая реакций R всегда находится в пределах угла трения ρ, тангенс которого равен абсолютной величине реализуемой удельной силы сцепления, т. е.

$$\frac{T}{P} < \frac{F}{P} = \operatorname{tg}\rho = \nu.$$

Более того, ν всегда меньше предельной величины удельной силы сцепления ведущих колес с рельсом ν_0, при которой характер взаимодействия колес с рельсом переходит из режима упругого скольжения в режим комбинированного скольжения *. Поэтому шарнирно-рычажный механизм ТУ спроектирован так, что

$$\rho < \rho_0 = \operatorname{arctg} \nu_0.$$

Принятое соотношение действующих на ведущие колеса внешних сил обеспечивает надежное сцепление их с рельсом в режиме упругого скольжения (не превышающем 1% от пройденного колесом пути) и устойчивую работу ТУ при всех режимах (тяговом и тормозном) вплоть до перегрузок, при которых ломаются наиболее нагруженные детали.

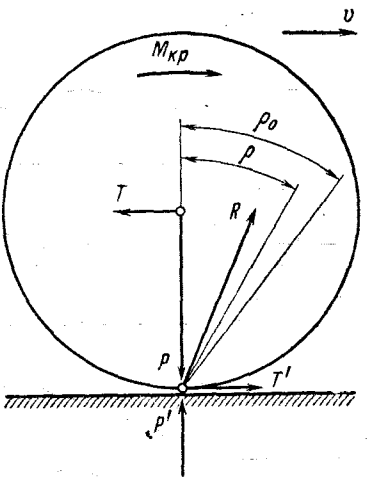


Рис. 1. Схема приложения внешних сил к ведущему колесу

Создаваемое в процессе работы ТУ усилие равно сумме статических и динамических сопротивлений поезда, самоходной повозки или приводимого ими в действие технологического агрегата, т. е.

$$T = W_{ст} + M\frac{dv}{dt}, \qquad (4)$$

где $W_{ст}$ — статические сопротивления машины; M — приведенная к поверхности катания ведущих колес масса выводимых из состояния покоя или затормаживаемых частей машины.

Если значение T из уравнения (4) подставить в формулу (2) и взять значение F из выражения (3), то получим дифференциальное уравнение движения машины с ТУ

$$(\nu - \Sigma k)P - W_{ст} = M\frac{dv}{dt}. \qquad (5)$$

Решая совместно уравнения (1), (2) и (3) относительно m, получим

$$m = \frac{1}{\nu - \Sigma k}. \qquad (6)$$

* Д. К. Минов. Механическая часть электрического подвижного состава. Госэнергоиздат, 1969.

Уравнение (6) позволяет получить передаточное число механизма ТУ по условию сцепления ведущих колес с рельсом. Это передаточное число должно быть согласовано с геометрическим передаточным числом шарнирно-рычажного механизма ТУ и коэффициентом полезного действия процесса трансформации усилий через ТУ, расчетные зависимости для определения которых вытекают из конструктивных особенностей шарнирно-рычажного механизма ТУ. Для примера рассмотрена конструктивная схема ТУ (рис. 2), передаточное число которого остается постоянным в процессе износа ведущих колес и рельса и имеет приспособления начального затяга, расположенные по параллельной схеме. Для такого ТУ уравнение (1) следует записать так:

$$P = m(T + T_0). \qquad (7)$$

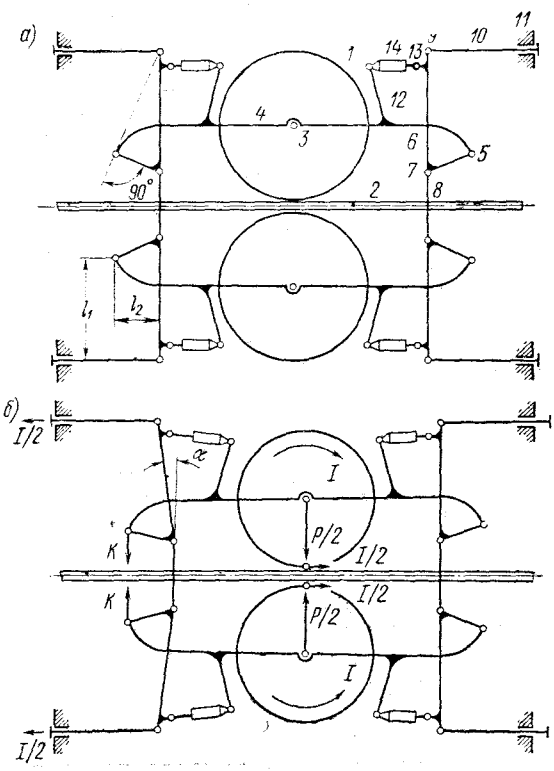


Рис. 2. Конструктивная схема тягового устройства со стабильным передаточным числом рычажного механизма и параллельным расположением приспособлений начального затяга

Ведущие колеса *1* этого ТУ (рис. 2, *а*) зажимают тяговый рельс *2*. С помощью подшипников *3* колеса установлены 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 *2* хомутами *8*. Концы длинных плеч рычагов *6* шарнирами *9* соединены с тягами *10*, каждая пара которых имеет одностороннюю связь с рамой *11* повозки или тягового агрегата. Между кронштейнами *12* рычагов *4* и шарнирами *13* угловых рычагов установлены приспособления начального затяга *14*, конструкция которых позволяет ограничить поворот угловых рычагов в сторону ведущих колес.

При передаче на ведущие колеса крутящего момента, вращающего их по стрелке *I* (рис. 2, *б*), касательные реакции *T* рельса *2* сместят их вместе с механизмом вправо. Механизм перестанет смещаться относительно рамы *11* после того, как реакции рельса *T* будут уравновешены реакциями рамы. В процессе передачи реакций *T* рамы *11* через угловые рычаги *6* вырабатываются перпендикулярные рельсу силы *K*, которые при передаче их через рычаги *4* на ведущие колеса *1* увеличиваются до давления каждого колеса на рельс *P*/2. Так как при работе ТУ по схеме, изображенной на рис. 2, обеспечивается прямая пропорциональность между силами *T*/2 и *K*, а также между силами *K* и *P*/2, то достигается прямая пропорциональность и между силами *T* и *P*. Следовательно, механизм естественно регулирует давление колес *1* на рельс *2* в зависимости от сопротивления повозки (агрегата), имеющей раму *11*.

Стабильность геометрического передаточного числа ТУ зависит от конструкции элемента, вырабатывающего усилие K. В данном случае применен угловой рычаг со взаимно перпендикулярными плечами *5—7* и *5—9*. Следовательно, его передаточное число m_6, равное отношению l_1/l_2 (рис. 2, *а*), не изменяется при повороте на угол α (рис. 2, *б*), являющийся следствием износа колес и рельса. Передаточное число m_4 рычага *4* определяется на основании его равновесия под действием внешних сил и моментов. У рычага *4* оно постоянно по величине. Поэтому геометрическое передаточное число ТУ, равное произведению $m_4 m_6$, для схемы, изображенной на рис. 2, стабильно по величине.

Все геометрические размеры рычажного механизма в дальнейшем рассчитываются на основании равенства *

$$\frac{1}{\nu - \Sigma k} = m_4 m_6 \eta, \qquad (8)$$

где η — коэффициент полезного действия ТУ при передаче поперечных рельсу усилий к ведущим колесам.

Режимы реализации удельной силы сцепления следует рассматривать в декартовой системе координат. Для этого по оси ординат (рис. 3) отложим удельную силу сцепления ν, которая считается положительной, если реакция рельса T противоположна окружной скорости колеса в зоне его контакта с рельсом. По оси абсцисс отложим относительное скольжение колес U, т. е.

$$U = \frac{v_{окр} - v}{v_{окр}} \cdot 100, \ \%, \qquad (9)$$

где v и $v_{окр}$ — соответственно, скорость перемещения машины и окружная скорость колеса.

Относительное скольжение считается положительным, если скорость скольжения совпадает по направлению с окружной скоростью колеса в зоне контакта его с рельсом.

При потребной силе тяги $T \geqslant T_0$ рассматриваемые ТУ работают при постоянной величине удельной силы сцепления ν_{I-II}. Так как условия сцепления колеса с рельсом изменяются и зависят от скорости движения, загрязненности рельса и т. п., то при $\nu_{I-II} = \text{const}$ относительное скольжение может меняться от U_1 до U_2. Поэтому рабочие тяговые режимы ТУ следует изобразить в виде параллельного оси абсцисс отрезка *I—II*.

Если далее полагать, что ТУ оборудовано расположенными по последова-

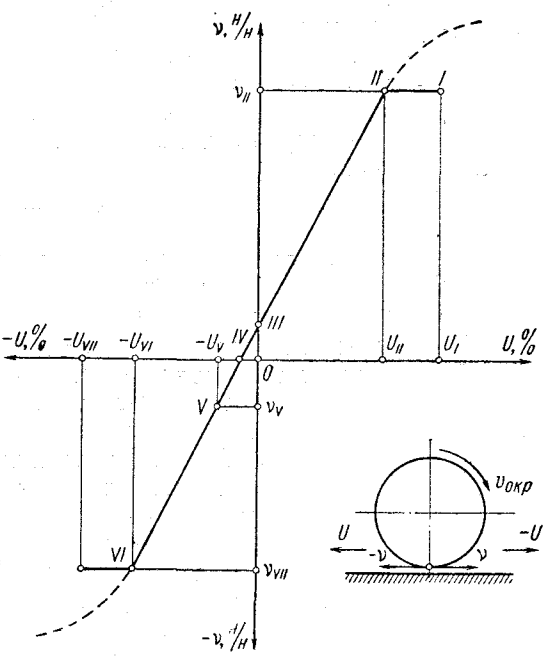


Рис. 3. Качественная характеристика режимов реализации удельной силы сцепления ведущего колеса с рельсом

* В. С. Берсенев. Методы увеличения силы тяги и допустимых углов наклона для рудничных локомотивов. Автореф. докт. дисс., ЛГИ, 1965.

тельной схеме приспособлениями начального затяга, то при $0<T<T_0$ давление ведущих колес на рельс будет постоянным по величине и равным mT_0. Поэтому режимы реализации ν будут подчиняться законам зоны упругого скольжения*. Эта часть зависимости $\nu=f(U)$ имеет характерные точки *III* и *IV*.

Точка *III* соответствует условиям качения колеса при передаче на него крутящего момента, соответствующего окружному усилию, равному сопротивлениям ведущего колеса, т. е.

$$T_{III} = mT_0\left(\mu\frac{d}{D} + \Sigma k\right), \tag{10}$$

где μ — коэффициент трения в подшипниках; d и D — соответственно, диаметр вала и диаметр ведущих колес.

Если условие (10) будет обеспечено, то $U_{III}=0$ и $\nu_{III}=\Sigma k$. Условно этот режим можно назвать режимом свободного качения идеального колеса, так как при равенстве подводимой и затрачиваемой энергии скорость качения колеса постоянна, а полезная сила тяги равна нулю.

Если крутящий момент уменьшить до значения, соответствующего условию

$$mT_0\mu\frac{d}{D} = \frac{2M_{кр}}{D}, \tag{11}$$

то колесо начнет работать в тормозном режиме при тормозном усилии $B=-\Sigma kmT_0$, $\nu_{IV}=0$ и $U_{IV}<0$. Этот режим можно назвать режимом свободного качения реального колеса с идеальными подшипниками.

Теоретический и практический интерес представляет также точка *V*, соответствующая $M_{кр}=0$. Режим точки *V*, которому соответствует $\nu_V=-\mu d/D$ и отрицательное скольжение U_V, можно назвать режимом свободного качения реального колеса.

При тормозных усилиях $B>T_0$ давление ведущих колес на рельс становится регулируемой величиной, и ТУ работает при $\nu_{VI}=\nu_{VII}=$ $=$const, причем

$$\nu_{VI} = \nu_{II} - 2\Sigma k. \tag{12}$$

Из зависимости (12) следует, что при работе в тормозном режиме ведущие колеса ТУ реализуют меньшую удельную силу сцепления и имеют больший запас ее, чем при тяговом.

Рассмотренная зависимость $\nu=f(U)$ характеризует качественные особенности взаимодействия гладких ведущих колес с рельсом при регулируемом их давлении на рельс в зависимости от величины полезной силы тяги T или потребного тормозного усилия B при $\Sigma k=$const.

Участки *I—II* и *VI—VII* показывают, что даже при $\Sigma k=$const условиям качения колес ТУ должно соответствовать семейство зависимостей $\nu=f(U)$, которые должны пересекать участки *I—II* и *VI—VII* в различных точках. Для упрощения графика $\nu=f(U)$ на рис. 3 показана только одна переходная кривая, проходящая через точки *II* и *VI*.

Качественные особенности переходной кривой *II—VI* распространяются на режимы реализации коэффициента сцепления ψ обычными локомотивами. Зависимость $\psi=f(U)$ также следует рассматривать в полной декартовой системе координат, объединяя единой кривой тя-

---

* Д. К. Минов. Механическая часть электрического подвижного состава. Госэнергоиздат, 1969.

говые и тормозные режимы. Эта зависимость тоже не проходит через начало координат и пересекает ось ординат в точке *III*.

Зависимость $\nu = f(U)$ позволяет судить о величине коэффициента полезного действия процесса создания силы тяги гладкими ведущими колесами самоходной повозки любого типа. Затраты работы на преодоление сопротивлений в зоне контакта ведущих колес с рельсами и сопротивления в подшипниковых группах колес можно учесть с помощью коэффициента η_1, равного отношению отрезков $\nu_{II} - \nu_{III}$ и $\nu_{II} - \nu_V$. Затраты работы, связанные со скольжением ведущих колес при создании силы тяги, можно учесть с помощью коэффициента η_2, равного $1 - U/100$. Коэффициент полезного действия процесса создания силы тяги равен произведению коэффициентов η_1 и η_2, а полная его величина может быть вычислена по уравнению, которое представлено в алгебраической форме

$$\eta \leqslant \frac{\nu_{II} - \Sigma_к}{\nu_{II} + \mu \dfrac{d}{D}} \left(1 - \frac{U}{100}\right). \qquad (13)$$

При вычислении η для ТУ следует ставить знак равенства, так как для этих механизмов $\nu_{II} = \text{const}$, и относительное скольжение, изменяющееся от 0,5 до 1%, практически можно считать постоянным.

На общую величину η во всех случаях конструктивного исполнения повозки существенно влияет сопротивление в зоне контакта ведущих колес с рельсом, которое при значительных перекосах этих колес за счет поперечного их скольжения относительно рельса может увеличиться до значений, соизмеримых с максимальной удельной силой сцепления ν_0.

В качестве примера новых машин, основанных на применении ТУ, могут быть названы безрамный тягач (рис. 4), спроектированный Ленинградским горным институтом по заказу комбината «Кизелуголь», и монорельсовый тягач (рис. 5), внедренный на Ленинградском комбинате тонких и технических сукон им. Тельмана.

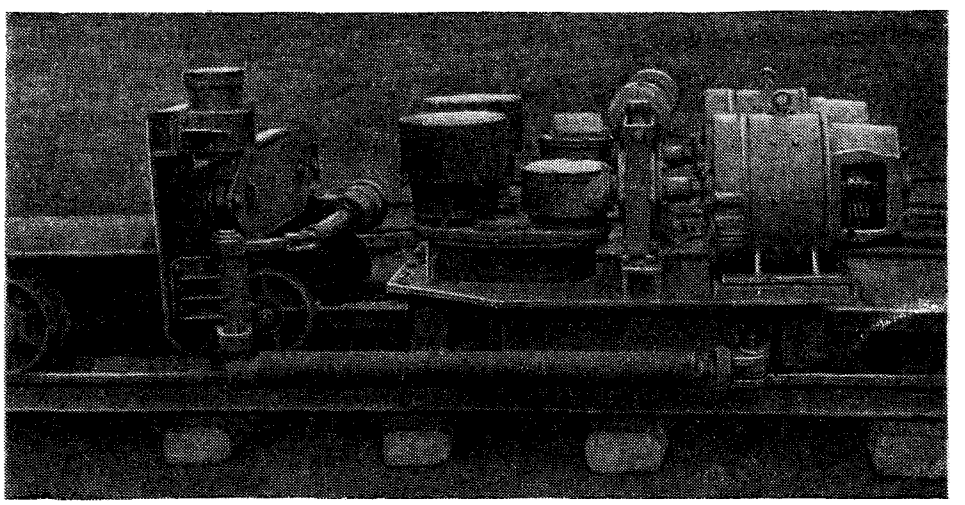


Рис. 4. Безрамный тягач

Сила тяги 3200 *кгс*; вес 1800 *кгс*; длина 2000 *мм*; ширина 900 *мм*; высота 600 *мм*; допустимый угол наклона по условию устойчивости подвижного состава 30°

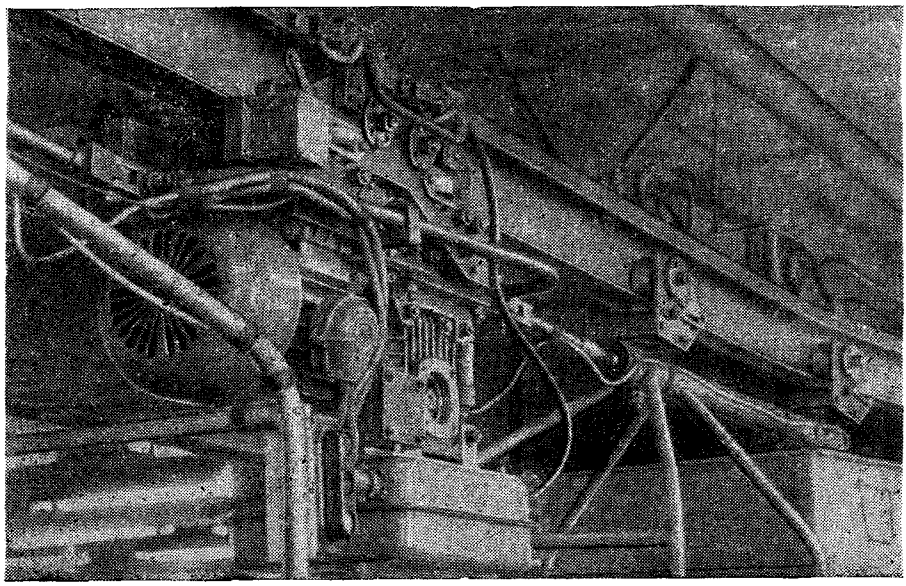


Рис. 5. Монорельсовый тягач
Сила тяги 250 *кгс*; вес 95 *кгс*; допустимый угол наклона путей 90°

Выводы

1. Применение ТУ на транспортных машинах для горной и других отраслей промышленности позволит увеличить допустимый угол наклона гладких рельсовых путей для самоходных повозок до 90°.

2. Сила тяги машины, создаваемая гладкими ведущими колесами ТУ, может значительно (в отдельных случаях в десятки раз) превышать вес всей машины.

3. Режимы реализации удельной силы сцепления или коэффициента сцепления гладкого колеса с рельсом в функции от относительного скольжения следует рассматривать в полной декартовой системе координат с обязательным учетом сопротивлений в зоне ведущих колес с рельсами, объединяя в единый процесс тяговые и тормозные режимы.