УДК 625.32

**Н.А.БЕЛОУС**, *аспирант, bkrav@bk.ru*
**А.В.БОЛЬШУНОВ**, *канд. техн. наук, доцент, avb72@rambler.ru*
**Г.В.СОКОЛОВА**, *ст. преподаватель, mehanizm49@mail.ru*
*Санкт-Петербургский государственный горный университет*

**N.A.BELOUS**, *post-graduate student, bkrav@bk.ru*
**A.V.BOLSHUNOV**, *PhD in eng. sc., associate provessor, avb72@rambler.ru*
**G.V.SOKOLOVA**, *senior lecturer, mehanizm49@mail.ru*
*Saint Petersburg State Mining University*

# ТЯГОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ РЫЧАЖНОГО ТИПА С РЕГУЛИРУЕМЫМ В ФУНКЦИИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЕМ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Рассмотрены вопросы позиционного регулирования передаточного отношения рычажной системы тяговых механизмов с регулируемым в функции сопротивления движению давлением ведущих колес на рельс.

***Ключевые слова:*** устройство, механизм, сопротивление, регулирование.

# SELF-PROPELLET RAIL TRANSPORTING MECHANISMS WITH EVEN DRIVING WHEELS

The article deals with the position control lever transmission ratio of the traction mechanism with adjustable resistance to movement as a function of pressure from the driving wheels on the rails.

***Key words:*** device, mechanism, resistance, regulation.

Известно, что снятие ограничений по углу рельсового пути наиболее эффективно достигается применением тяговых механизмов с ведущими колесами, прижимаемыми к тяговому рельсу искусственно созданной силой, линейно зависящей от сопротивления поезда. В простейшем случае коэффициент пропорциональности между сопротивлением поезда и давлением ведущих колес может быть постоянным, не зависящим от условий сцепления, и выбран по условию реализации тяговой или тормозной силы при наихудшем сцеплении. Для создания необходимого давления ведущих колес выгоднее всего использовать взаимные уравновешенные в каждый момент времени силу тяги и сопротивление поезда. Давление ведущих колес в этом случае достаточно просто создается конструктивно без использования дополнительных источников энергии. Системы стабилизации сцепления представлены системой механических рычагов и стержневых элементов. Кинематические схемы механизмов отличаются замкнутым силовым контуром, преобразующим направленное вдоль рельса сопротивление повозки в нормальное давление ведущих колес. Ведущие колеса установлены симметрично по обеим сторонам тягового рельса; при этом нормальные усилия ведущих колес и реакции тягового рельса взаимно уравновешены.

Тяговое устройство (рис.1) состоит из тягового механизма и грузовой рамы. Перемещаемый груз располагается или непосредственно на грузовой раме, или в прицепных сосудах.

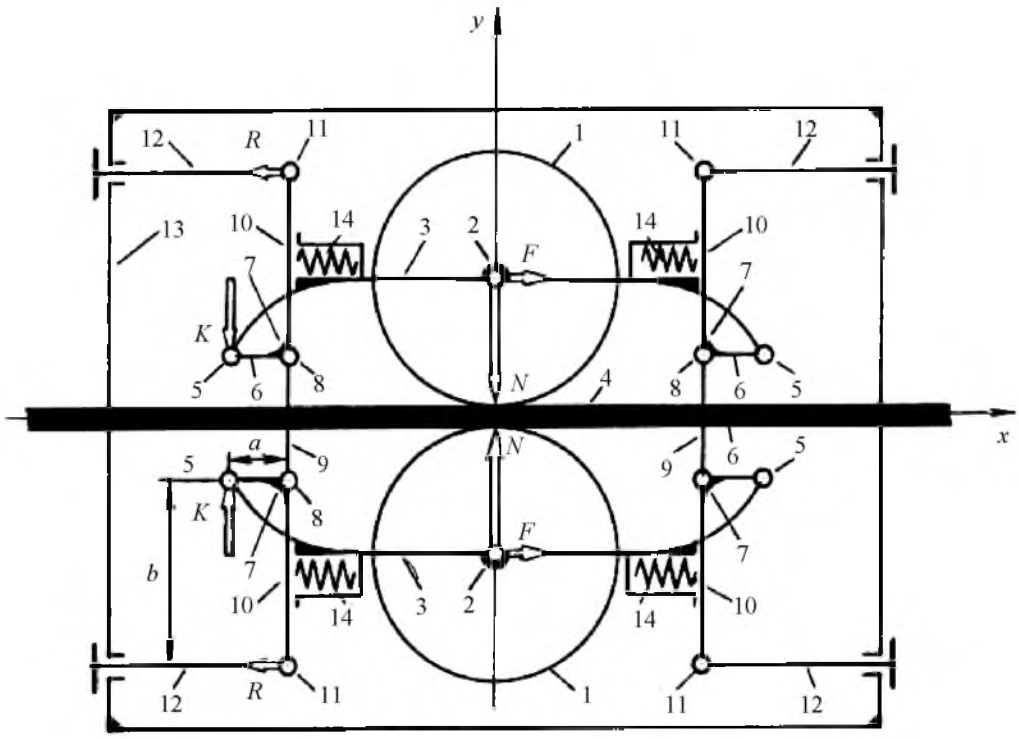



Рис.1. Кинематическая схема тягового механизма со стабильным передаточным отношением рычажной системы

Ведущие колеса 1 тягового механизма посредством подшипников 2 установлены на поворотных рычагах 3 и взаимодействуют с тяговым рельсом 4. Поворотные рычаги 3 при помощи шарниров 5 соединены с короткими плечами 6 угловых рычагов 7. Вершины каждой пары угловых рычагов шарнирами 8 соединены с огибающим рельс хомутом 9. Концы длинных плеч 10 угловых рычагов 7 шарнирами 11 и тягами 12 связаны с грузовой рамой 13. В стаканах, закрепленных на рычагах 3, располагаются пружины 14 начального затяга, передающие усилия на длинные плечи 10 угловых рычагов. Угловые рычаги 7 являются чувствительными элементами, регулирующими силу прижатия ведущих колес тягового механизма к рельсу в зависимости от усилий, приложенных к длинным плечам 10.

При указанном на схеме направлении тягового усилия $F$ ведущих колес, уравновешивающего сопротивление грузовой рамы и тягового механизма, правые угловые рычаги ложатся на стаканы, образуя вместе с поворотными рычагами 3 единую систему, шарнирно связанную с хомутом 9. Конец длинного плеча 10 углового рычага оказывается нагруженным усилием $R$, равным половине сопротивления $W_1$ грузовой рамы. Усилие $R$, а также усилие пружин начального затяга трансформируется угловыми рычагами в перпендикулярное оси тягового рельса усилие $K$, которое при передаче на ведущие колеса увеличивается поворотным рычагом до величины

$$N = N_{\text{н}} + nR,$$

где $N_{\text{н}}$ – приведенное к оси ведущего колеса усилие пружины начального затяга; $n$ – передаточное отношение рычажной системы тягового механизма.

Суммарное давление на рельс ведущих колес

$$\sum N = 2N_{\text{н}} + n\,W_1\,.$$

Достоинством тяговых механизмов, выполненных на основе описанной кинематической схемы, является стабильность передаточного отношения рычажной системы, кото-

рое не зависит от износа ведущих колес и тягового рельса. Это обеспечивает постоянство коэффициента сцепления, установленного ниже возможного в эксплуатации реализуемого коэффициента сцепления, без использования регулировочных приспособлений.

Основным параметром тягового механизма является передаточное отношение рычажной системы, т.е. соотношение между усилием, передаваемым на чувствительные элементы рычажной системы, и создаваемым при этом давлением ведущих колес. Тяговые механизмы имеют постоянное передаточное отношение, соответствующее реализации тягового усилия при наихудших условиях.

Сопротивление движению, сила сцепления ведущих колес и их давление на рельс рассматриваемых тяговых устройств – величины переменные, связанные между собой уравнениями

$$F = W_1 + W_2; \qquad (1)$$

$$F \le \psi_0 \sum N \; ; \qquad (2)$$

$$\sum N = 2N_H + nW_1 \, . \qquad (3)$$

Уравнение (1) отражает распределение тягового усилия (силы сцепления) $F$ ведущих колес. Здесь разделяются группы сил, уравновешенных силой сцепления ведущих колес: сопротивление $W_1$ и сопротивление $W_2$ тягового механизма. Сопротивления $W_1$ и $W_2$ включают инерционные составляющие сопротивлений при установившемся движении.

Уравнение (2) является условием реализации тягового усилия в пределах полного сопротивления повозки в режиме работы, соответствующем зоне упругого скольжения ведущих колес. Полное сопротивление повозки должно быть меньше потенциальной силы сцепления, определяемой реализуемым в данных условиях коэффициентом сцепления $\psi_0$ и суммарным давлением $\sum N$ ведущих колес на рельс.

Уравнение (3) определяет особенности механизма, осуществляющего регулирование давления ведущих колес на рельс, имеющего передаточное отношение $n$ рычажной системы, воспринимающего исходный сигнал в виде усилий, передаваемых на его чувствительные элементы и преобразующего его в требуемое давление ведущих колес на тяговый рельс.

Сопротивление движению $W_1$ и $W_2$ грузовой рамы и тягового механизма включают статические ($W_{c1}$ и $W_{c2}$) и динамические составляющие. Статическое сопротивление грузовой рамы зависит от составляющей ее веса, направленной вдоль пути, и сопротивления поддерживающих и направляющих опор:

$$W_{c1} = m_1 g \left(\sin\alpha \pm K\cos\alpha\right), \qquad (4)$$

где $m_1$ – масса грузовой рамы; $g$ – ускорение свободного падения; $K$ – коэффициент сопротивления движению колес (опор).

Статическое сопротивление тягового механизма определяется составляющей его веса, направленной вдоль пути, и сопротивлением в зоне контакта его ведущих колес с тяговым рельсом:

$$W_{c2} = m_2 g \sin\alpha \pm K_1 \sum N \, , \qquad (5)$$

где $m_1$ – масса тягового устройства; $K_1$ – коэффициент сопротивления движению тяговых колес (опор).

Знаки плюс и минус в выражениях (4) и (5) соответствуют движению тягового устройства вверх и вниз по уклону.

Коэффициент сопротивления движению опор в подшипниках качения $K$ = 0,001-0,003, поэтому даже для весьма малых для рассматриваемого типа тяговых устройств уклонов пути $\alpha = 15°$ второй член в выражении (4) составляет по отношению к первому ($\sin\alpha$) менее 1 %. С учетом этого допустимо представить статическое сопротивление рамы в виде

$$W_{c1} = m_1 g \sin\alpha \, .$$

Второй член в выражении (5), соответствующий сопротивлению в зоне контакта ведущих колес тягового механизма с рельсом, имеет хотя и небольшую ($K_1 = 0{,}001 \div 0{,}003$) по отношению к первому члену, но достаточно существенную величину, так как зависит от давления ведущих колес на рельс, значительно превышающую составляющую веса тягового механизма.

По данным исследований в области железнодорожного и рудничного транспорта, в пределах скоростей движения до 30 км/ч, соответствующих области рационального использования тяговых устройств рассматриваемого типа, коэффициент сцепления для сухих и чистых рельсов колеблется в пределах 0,20-0,30. Реализуемый коэффициент сцепления при наличии загрязнений на рабочей поверхности ведущего колеса и рельса изменяется в пределах 0,12-0,07. Таким образом, имеет место четкое разделение зон изменения реализуемого коэффициента сцепления в зависимости от условий работы.

Можно утверждать, что при малом колебании скорости движения и при неизменных условиях сцепления реализуемый коэффициент сцепления изменяется незначительно и поэтому непрерывное регулирование передаточного отношения рычажной системы тягового механизма внутри каждой зоны не имеет смысла. Передаточное отношение может устанавливаться раздельно для работы при высоком или низком реализуемом коэффициенте сцепления. Это означает, что достаточно иметь двухпозиционную систему регулирования, которая проще и надежнее, чем системамы непрерывного регулирования.

В основу тягового механизма с позиционным регулированием передаточного отношения рычажной системы заложен тяговый механизм, имеющий в качестве чувствительного элемента, регулирующего давление ведущих колес в зависимости от сопротивления движению, угловые рычаги. В этом случае обеспечивается стабильность позиционных значений передаточного отношения при износе ведущих колес и тягового рельса без использования дополнительных регуляторов.

В системе регулирования передаточного отношения целесообразно использовать датчики, реагирующие на изменение условий сцепления ведущего колеса с учетом параметров переходного процесса, развивающегося в результате наезда на загрязненный участок рельсового пути. Переходный процесс сопровождается интенсивным снижением деформаций и соответствующих им усилий в связях тягового механизма с грузовой рамой, значительным ускорением тягового механизма относительно грузовой рамы на первом этапе переходного процесса и ускоренным движением грузовой рамы вниз по уклону пути под действием составляющей веса. Датчики системы регулирования в этом случае могут устанавливаться непосредственно на тяговом механизме или на грузовой раме.

В основе рассматриваемой конструкции (рис.2) лежит тяговый механизм с постоянным передаточным отношением, рассчитанным на реализацию тягового усилия при наихудших условиях сцепления. Механизм образован ведущими колесами 1, взаимодействующими с тяговым рельсом 2, поворотными рычагами 3, угловыми рычагами 4, хомутами 5, тягами 6, закрепленными шарнирно на концах длинных плеч угловых рычагов, и пружинами 7 начального затяга, установленными в стаканах на поворотных рычагах и передающими усилия на длинные плечи угловых рычагов.

Система регулирования передаточного отношения автономна по отношению к тяговому механизму простейшего типа, лежащему в основе регулируемого тягового устройства, и включает стержни 8, коленчатые рычаги 9, тягу 10, силовой замок 11, исполнительный механизм 12 с электроприводом и датчиками 13 положения стержней. Контакты датчиков включены в цепь управления электродвигателя исполнительного механизма, который воздействует на систему регулирования подвижной тягой 14. Стержни 8 одним концом шарнирно закреплены на длинных плечах угловых рычагов в средней их части, а другим концом взаимодействуют с коленчатыми рычагами. Эти стержни объединены в единую систему посредством коленчатых рычагов 9 для уменьшения количества приборов, регулирующих передаточное отношение (исполнительный механизм 12 и силовой замок 11). Коленчатые рычаги 9 и исполнительный механизм 12 установлены на грузовой раме 15.

Система двухпозиционного регулирования передаточного отношения тягового механизма имеет два резко отличающиеся по быстродействию режима регулирования:

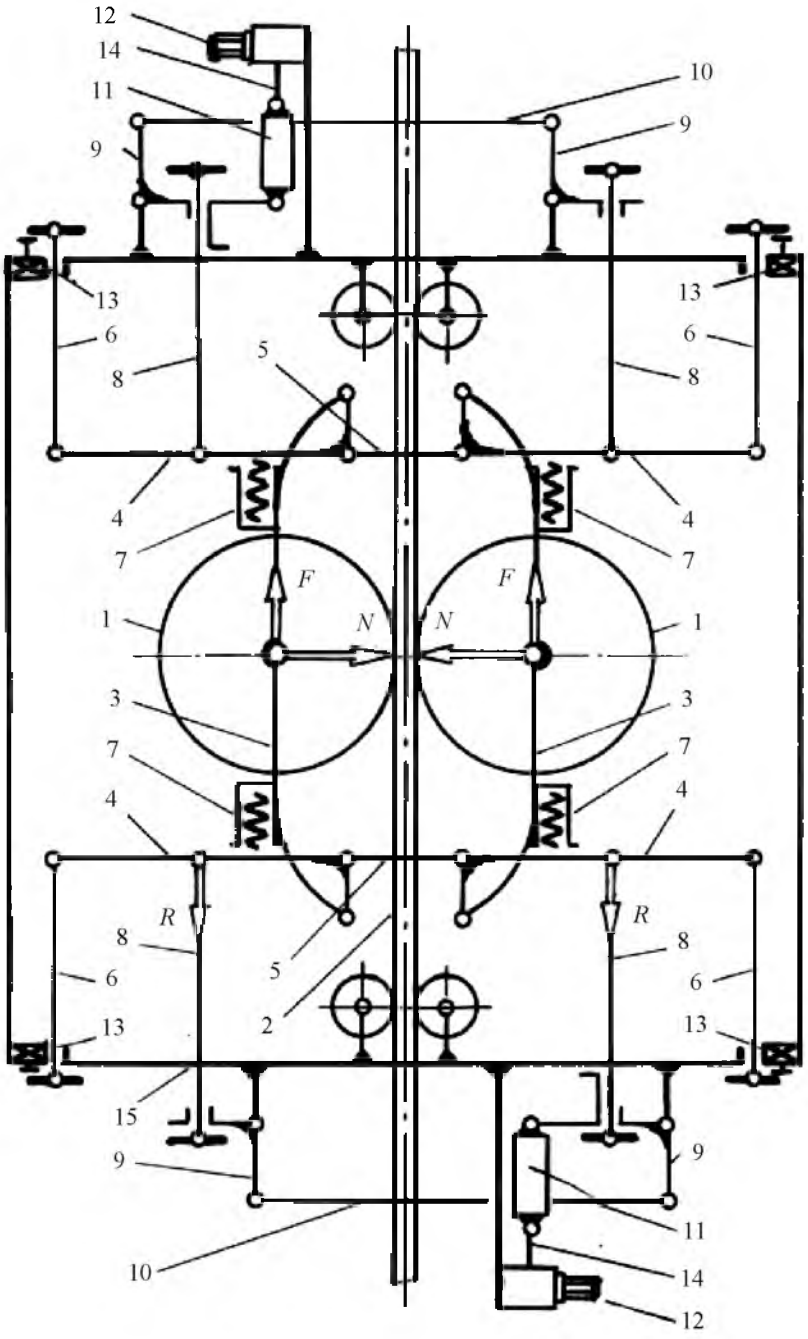



Рис.2. Тяговое устройство с позиционным регулированием передаточного отношения рычажной системы

• режим изменения передаточного числа от наибольшего значения, соответствующего реализации тягового усилия при минимальном коэффициенте сцепления, до наименьшего, соответствующего работе на сухих и чистых рельсах;

• режим изменения передаточного отношения от наименьшего до наибольшего значения.

Последний режим неизбежно должен иметь место при наезде ведущих колес на загрязненный участок рельсового пути. Скорость изменения передаточного отношения в первом режиме регулирования не регламентируется, но быстродействию системы во втором режиме предъявляются жесткие требования, определяемые необходимостью ограничения динамических нагрузок в связях

тягового устройства. Непосредственное использование исполнительного механизма в режиме изменения передаточного отношения от наименьшего до наибольшего значений встречает ограничение, накладываемое требованием быстродействия, которое достигается на пределе технических возможностей электропривода.

Кроме того, наличие в цепи регулирования в этом случае промежуточных элементов (аппаратуры коммутации) существенно снижает надежность тягового устройства. В связи с этим целесообразно производить регулирование передаточного отношения в режиме его увеличения разрывом силовой цепи системы регулирования посредством специального механизма – силового замка. При этом удается достаточно просто совместить измерительные и исполнительные функции в одном устройстве и достигнуть одновременно требуемой скорости регулирования.

Тяговое устройство по представленной кинематической схеме работает следующим образом. При движении тягового устройства по сухому и чистому рельсу, когда реализуется достаточно высокое значение коэффициента сцепления, тяговое усилие ведущих колес на грузовую раму и сопротивление грузовой рамы на чувствительные элементы тягового механизма в обратном направлении передаются стержнями 8 по силовой цепи, образуемой коленчатыми рычагами 9, тягой 10, силовым замком 11, который находится в замкнутом положении, и исполнительным механизмом 12.

На рис.2 представлена кинематическая схема тягового механизма двухстороннего действия. При указанном на схеме направлении тягового усилия работает нижняя система элементов (8, 9, 10 и 11). Положение стержней 8 на длинных плечах угловых рычагов и соответственно передаточное отношение рычажной системы тягового механизма такое, чтобы прижатие ведущих колес к тяговому рельсу под действием усилия грузовой рамы и пружин начального затяга было достаточным для реализации ведущими колесами тяговой силы при соответствующем сухому и чистому рельсу коэффициенте сцепления. В описываемом режиме работы упоры тяг 6 установлены с зазором по отношению к грузовой раме, и потому не передают усилий и не воздействуют на датчики 13. Положение контактов датчиков при этом обеспечивает отключение электродвигателя исполнительного механизма 12 от питающей сети.

Процесс изменения передаточного числа рычажной системы тягового механизма начинается при наезде его ведущих колес на загрязненный участок рельсового пути. При уменьшении реализуемого коэффициента сцепления давление на рельс ведущих колес тягового механизма, работающего по схеме, предназначенной для работы в условиях высокого значения реализуемого коэффициента сцепления, становится недостаточным для реализации тягового усилия, уравновешивающего сопротивление повозки. В результате уменьшается усилие, передаваемое стержнями 8 на угловые рычаги со стороны грузовой рамы. Это ведет к уменьшению давления на рельс ведущих колес тягового механизма и, в свою очередь, к дальнейшему уменьшению их тягового усилия. Развивается процесс, ведущий к срыву сцепления тягового механизма. Процесс сопровождается уменьшением деформаций и усилий в связях тягового механизма и грузовой рамы, ускорением тягового механизма относительно грузовой рамы и ускоренным (с ускорением, направленным вниз по уклону) движением грузовой рамы.

Для изменения передаточного отношения рычажной системы и приведения его в соответствие с условиями сцепления на загрязненном рельсовом пути могут быть задействованы датчики, реагирующие на параметры переходного процесса. Наиболее простое решение могут обеспечить инерционные датчики, настроенные на ускорение тягового механизма или на ускорение грузовой рамы, воздействующих на силовую цепь замка 11. При наезде ведущих колес тягового устройства на загрязненный участок рельсового пути под действием инерционного датчика силовая цепь между тяговым механизмом и грузовой рамой разрывается. Тяговый механизм и грузовая рама начинают самостоятельное движение, причем тяговый механизм под действием тягового усилия ведущих ко-

лес, прижатых к рельсу приспособлениями начального затяга, движется с ускорением, направленным вверх по уклону, а грузовая рама под действием составляющей веса с ускорением, направленным вниз.

В результате относительного движения грузовая рама ложится на упоры тяг 6 и передает усилие на концы длинных плеч угловых рычагов. Это ведет к увеличению передаточного отношения рычажной системы тягового механизма до значения, соответствующего реализации тягового усилия при наименьшем коэффициенте сцепления. Одновременно упоры тяг 6 воздействуют на датчики 13, и положение их контактов изменяется так, что электродвигатель исполнительного механизма 12 подключается к питающей сети и начинает перемещать тягу 14 в указанном на рис.1 направлении. Вместе с тягой 14 перемещается в указанном направлении и подвижная относительно коленчатого рычага часть силового замка.

Перемещение подвижной части приводит в определенном положении к замыканию силовой цепи замка и срабатыванию встроенного в силовой замок датчика, имеющего контакты в цепи управления электродвигателя исполнительного механизма. Контакты датчика изменяют свое положение так, что электродвигатель исполнительного механизма реверсируется и начинает перемещать тягу 14 в обратном направлении. Вместе с тягой перемещается силовой замок, находящийся в замкнутом положении и поворачиваются коленчатые рычаги.

При этом усилие грузовой рамы постоянно снимается с тяг 6 и передается на стержни 8. Упоры тяг 6 при этом отходят от грузовой рамы и перестают воздействовать на датчики 13. Положение контактов датчиков изменяется, и электродвигатель исполнительного механизма отключается от питающей сети и останавливается. Кинематическая схема тягового механизма возвращается в исходное положение, предназначенное для работы при высоком коэффициенте сцепления.

В течение процесса регулирования тяговое устройство проходит некоторое расстояние вдоль рельсового пути. Если в этом положении на новом участке пути реализуемое значение коэффициента сцепления не увеличивается, описанный процесс изменения передаточного отношения тягового механизма повторяется сначала. Циклы регулирования следуют до тех пор, пока тяговое устройство не окажется на участке пути с сухим и чистым рельсом.