Практика эксплуатации железнодорожного подвижного состава и в частности как промышленных так и магистральных  тепловозов показывает, что значительные материальные и трудовые  затраты связаны с проведением как текущих, так и профилактических  ремонтов Такие ремонты обычно проводят в депо, которые оснащаются соответствующим оборудованием, позволяющим механизировать трудоемкие процессы, сократить время нахождения подвижного состава в ремонте, повысить его качество и т.д. Наиболее трудоемкими являются текущие ремонтные работы, осуществляемые в местах приписки локомотивов, так как современные промышленные локомотивы обладают мощной энергетикой, сложным основным и вспомогательным оборудованием, имеют значительные массовые и габаритные характеристики и т.д. В связи с ростом статической нагрузки на оси  локомотивов имеющих трёхосные тележки, а также совершенствованием их конструкций, одним из наиболее характерных недостатков их является повышенный износ гребней колёс, особенно в тех случаях, где железнодорожный путь изобилует большим числом кривых.

В этом случае локомотивные депо чуть ли не на поток ставят колесные пары на восстановление профилей катания и гребней колес или же их переформирование, связанное с заменой бандажей или колесных центров (рис).

Учитывая вышеизложенное **в Агропромышленном институте и СКБ  ЕГУ им. И. А. Бунина проводится НИР по заказу ВИНИКТИ (г. Коломна) и по одному из её разделов по линии НИРС**  проводятся работы, направленные на упрощение конструкции и повышение эффективности использования и надёжности локомотивов.

  По результатам проведенного анализа большого числа литературных и патентных как отечественных, так и зарубежных источников разработана перспективная конструкция трёхосной тележки тепловоза, которая признана изобретением **(RU2681734).**

 Целью предложенного технического решения является разработка такой трехосной тележки, которая бы позволила исключить подрез гребней колес при прохождении ими кривой рельсового пути.

     Поставленная цель достигается тем, что в средней части каждой из тележек в поперечной их плоскости и на их боковых частях шарнирно закреплены штоки двухстороннего действия гидроцилиндров, а их корпуса снабжены проушинами шарнирно связанными с одними из плеч двуплечих рычагов шарнирно установленных на упомянутых рамах тележек, другие плечи которых снабжены подвижно  с пальцами цилиндрической формы при помощи вилок и жестко закрепленных на тяговых электродвигателях, причем упомянутые гидроцилиндры с помощью трубопроводов через золотник их управления соединены с гидростанцией размещенной в кузове тепловоза (рис).

     Такая бесчелюстная тележка состоит из рамы выполненной из продольных 1 и поперечных 2 балок. На раме бесчелюстной тележки установлено два крайних колесно-моторных  блоков 3 и один средний 4. На одной из поперечной 2 балке, в средней части тележки, установлены шарниры 5, к которым присоединены штоки 6 гидроцилиндра 7 снабженного проушинами 8 связанными при помощи пальцев 9 с двуплечими рычагами 10 установленными при помощи шарниров 11 на поперечинах 2. Двуплечие рычаги 10 снабжены вилками 12 контактирующими с пальцами 13 жестко закрепленными на крайних колесно-моторных блоках 3. Крайние колесно-моторные блоки 3 с помощью шарнирных опор 14 связаны с поперечинами 2, а средний колесно-моторный блок 4 присоединен к поперечине 2 с помощью опоры 15, конструкция которой выполнена подобно той, что имеется в серийных КМБ. В гидроцилиндре 7 расположен поршень 16 жёстко связанный со штоками 6. Колеса 17 колесных пар тележки расположены на рельсовом пути 18.

          Технико-экономическое преимущество предложенного технического решения в сравнении с известным очевидно, так как оно позволяет снизить износ гребней колес при прохождении локомотивов кривых участков пути и надежно удерживает колесно-моторные блоки исключая тем самым их виляние как при движении локомотива по прямому участку пути и износ гребней колёс при движении их в кривых.

   Для расчёта напряжённого состояния двуплечих рычагов 14 выполненных из Ст45, например, для тележки тепловоза 2ТЭ25А с использованием известной методики  примем следующие геометрические его характеристики и численные значения приложенных к нему нагрузок (см. рис.3): рабочая длина рычага со стороны контакта его с корпус с корпусом гидроцилиндра управления им а = 1000 мм, рабочая длина рычага со стороны контакта его с ТЭД,  в = 2350 мм, диаметр плеч двуплечего рычага d1 = 80 мм,  диаметр пальца закреплённого на корпусе гидроцилиндра d2= 70 мм,  диаметр пальца закреплённого на ТЭД d3 = 70 мм, диаметр пальца жёстко закреплённого на раме тележки тепловоза  d4 =70 мм, усилие создаваемое гидроцилиндром управления двуплечим рычагом РЦ = 7∙104Н, усилие возникающее в точке контакта гребня колеса КМБ с головкой рельса при прохождении тепловозом кривого участка пути РБ = 6∙104Н. Под действием указанных нагрузок каждое из плеч двуплечего рычага будет подвержено изгибу возникающим моментом Мизг= 2,350∙РБ∙1,000 = 2,350∙7∙104∙1,0 = 141000 = 14,1∙104Н∙м, а момент сопротивления его плеч определится по зависимости W = 0,2∙d3 =0,2∙83 = 512∙0,2 = 102,4 см3 , и тогда  численное значение таких напряжений будет равно  σизг =Мизг/ W = 14,1∙104 /102,4 = 137 МПа<[σизг] = 145 МПа. Следовательно, прочность рычагов будет обеспечена так как 137 МПа< 145 МПа.

     Результаты исследования переданы руководству Елецкого участка Белгородского центра ОАО «РЖД» а так же рекомендуются отечественным и зарубежным научным и производственным структурам проектирующим, изготавливающим и модернизирующим грузовые и пассажирские тепловозы для возможного внедрения разработки в практику.