

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

*А.В. Туркин (Уральский государственный университет путей сообщения,
г. Екатеринбург)*

От эффективности работы тормозной системы грузового вагона зависит безопасность движения подвижного состава. Надежность работы тормозов обеспечивают пневматическая и механическая часть тормоза. Пневматическая часть тормоза вагона обеспечивает своевременное создание усилия на штоке тормозного цилиндра в процессе торможения. Механическая часть тормоза обеспечивает прижатие тормозных колодок к поверхности катания колесных пар и их отпуск.

На грузовые вагоны отечественного производства устанавливают тормозные системы, расположенные на тележках и раме вагона. Данная компоновка имеет как свои преимущества, так и недостатки.

Преимущества – все элементы пневматической части тормоза соединенные между собой металлическими трубами и крепятся к раме вагона. Недостатки – громоздкость механической части, большое количество движущихся элементов, каждый из которых требует замены или ремонта, снижение общего КПД передачи.

С повышением скорости движения железнодорожного подвижного состава, а также с увеличением грузоподъемности вагонов, увеличивается интенсивность работы тормозов, возрастает износ в узлах трения рычажных передач. Вследствие износа в шарнирах тормозной рычажной передачи зазоры могут значительно превышать допустимые нормы. Это влечет за собой уменьшение тормозной силы поезда и уменьшение коэффициента трения. Для улучшения работы тормозной рычажной передачи вагонов и сокращения расходов на ее текущее содержание и ремонт, в шарнирные узлы передачи устанавливают втулки.

Интенсивность износа деталей в шарнирных соединениях рычажной

передачи ухудшает условия ее работы и вызывает необходимость в частом ее регулировании и ремонте, что может привести как к преждевременному разрушению самих элементов конструкции, так и к заклиниванию всей конструкции в целом. Ранее проведенные исследования было установлено, что причиной износа деталей шарнирных узлов тормозной рычажной передачи являются вертикальные динамические силы ударного характера [1].

Целью данной работы является анализ распределения контактных сил и реакций, возникающих в шарнирных соединениях ТРП тележки грузового вагона. Полученные результаты могут быть использованы при определении ресурса и износостойкости элементов шарнирных соединений.

Одним из методов сокращения времени на проектирование, является пользование кинематического и динамического моделирования с построением имитационных моделей. Данный подход позволяет получить динамические характеристики, исследования поведения вагона (или отдельного узла) при действии эксплуатационных нагрузок. Для относительно простых объектов, которые могут быть адекватно описаны системой дифференциальных уравнений невысокого порядка, задача решается для системы в целом. Для сложной системы, которой является рельсовый экипаж, реально возможным путем является метод имитационного моделирования.

Сущность данного метода состоит в построении имитационной модели исследуемой системы и целенаправленном экспериментировании с данными системами для получения зависимостей, которые затруднительно получить аналитически.

Успех создаваемой модели во многом зависит от применяемого для этой цели соответствующего математического аппарата.

Для решения данной задачи использовался программный комплекс «Универсальный механизм» разработанном в Брянском государственном техническом университете под руководством профессора, Д.Ю. Погорелова.

В качестве исследуемой конструкции как объекта моделирования была рассмотрена ТРП полувагона 12-132-03 как в классической компоновке, так и в варианте отдельного (потележечного) торможения (рис 1). Кинематиче-

ские схемы исследуемых механизмов приведены на рис. 2.

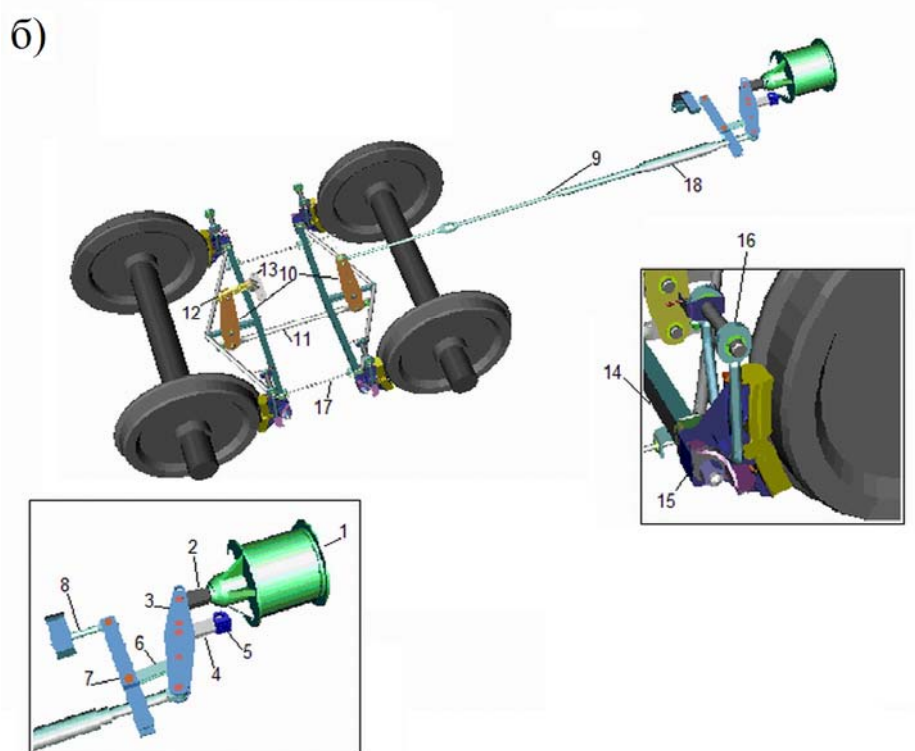
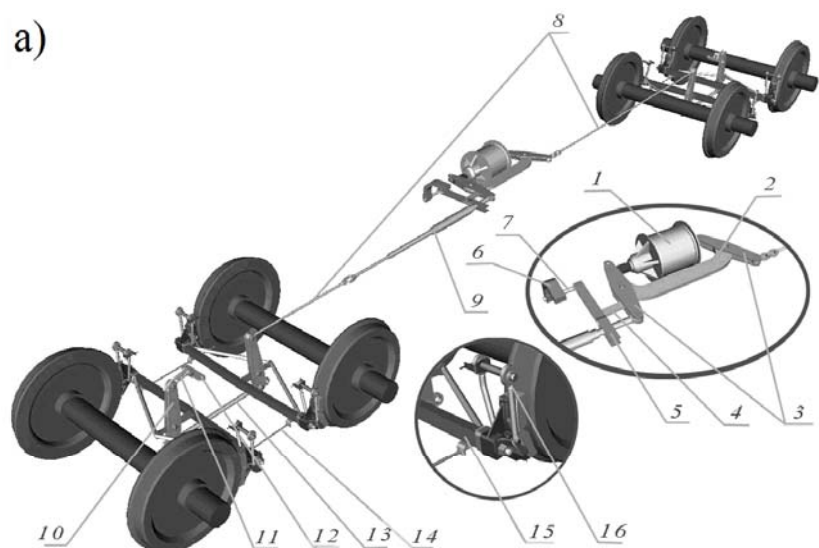
Определение нагруженности шарнирных соединений тормозной рычажной передачи грузового вагона производилось в соответствии с методикой моделирования, которая включает в себя следующие этапы: создание модели; расчет нагрузки, действующей на шток тормозного цилиндра; численный эксперимент; анализ полученных результатов. На основании данной методики – разработан алгоритм моделирования (рис. 3).



Рисунок 3 – Алгоритм моделирования нагруженности шарнирных соединений тормозной рычажной передачи грузового вагона

В создании трехмерной модели тела крайне важна степень ее точности по сравнению с реальным объектом. Правильно созданный графический объект позволяет определить для твердого тела инерционные параметры: массу, центр масс и тензор инерции.

При создании имитационной модели тормозной рычажной передачи вагона в основном использовался метод лофтинга, при помощи которого создано около 90 % всех графических объектов (лофтинг – вытягивание формы вдоль кривой, наиболее часто используемый метод при создании трехмерных объектов).

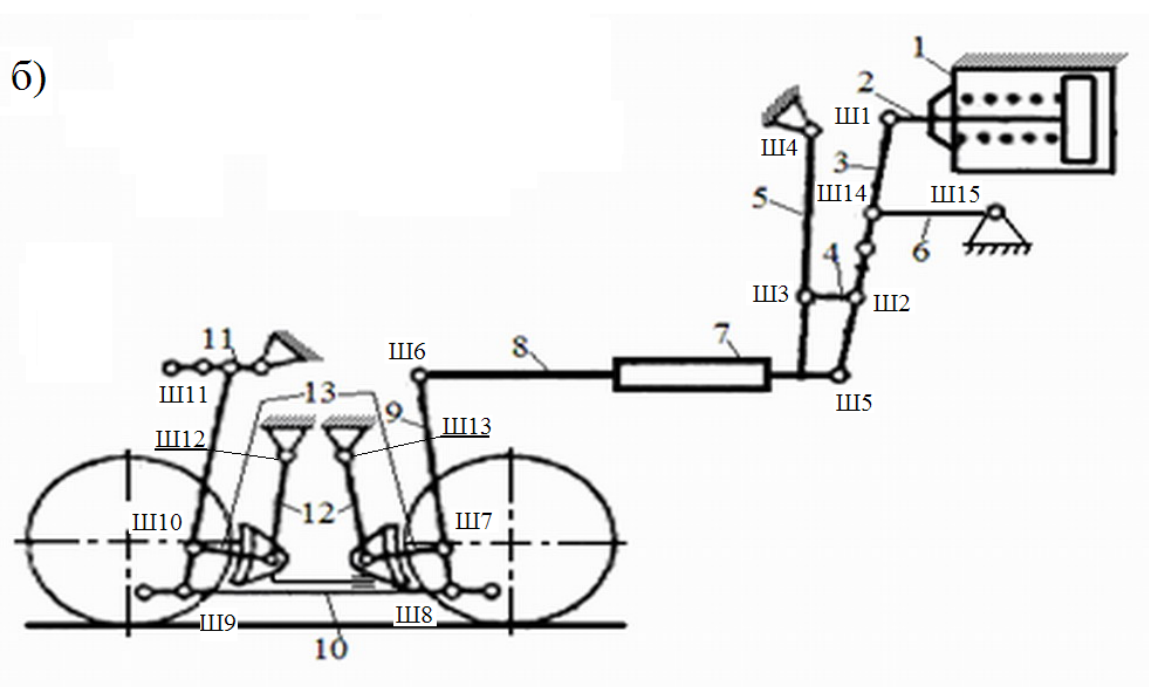
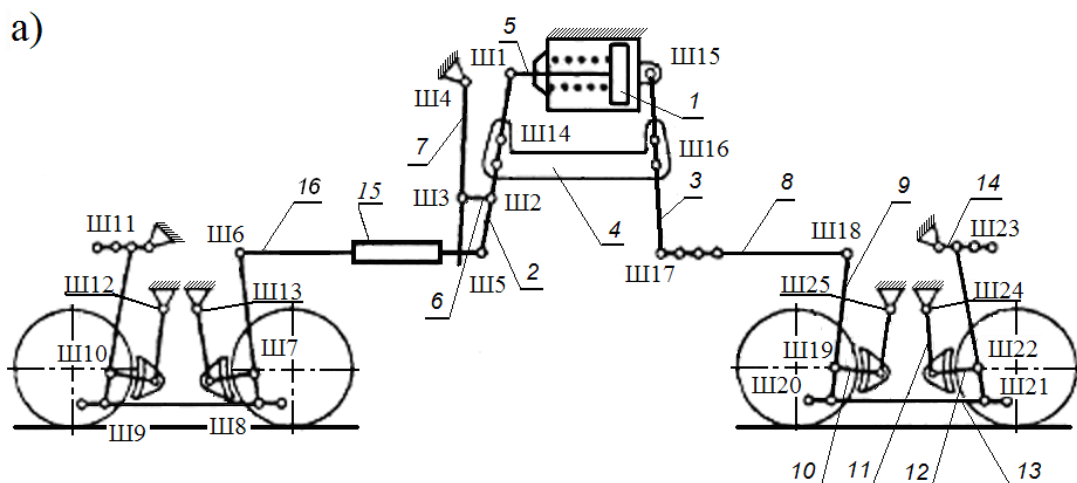


а) 1 – тормозной цилиндр, 2 – затяжка горизонтальных рычагов, 3 – горизонтальные рычаги, 4 – планка, 5 – упорный рычаг, 6 – кронштейн, 7 – стержень, 8 – тяга, 9 – авторегулятор, 10 – вертикальный рычаг, 11 – серьга, 12 – мертвая точка, 13 – затяжка вертикальных рычагов, 14 – устройство направленного отвода колодок от колес, 15 – триангель, 16 – подвеска

б) 1 – тормозной цилиндр, 2 – шток тормозного цилиндра, 3 – горизонтальные рычаги, 4 – планка, 5 – крепление планки, 6 – планка, 7 – упорный рычаг, 8 – стержень, 9 – тяга, 10 – вертикальный рычаг, 11 – затяжка вертикальных рычагов, 12 – серьга, 13 – мертвая точка, 14 – триангель, 15 – тормозная колодка, 16 – подвеска, 17 – устройство направленного отвода колодок от колес, 18 – авторегулятор.

Рисунок 1 – Тормозная рычажная передача грузового вагона 12-132-03

- а) классическая компоновка (один цилиндр)
 б) раздельная система торможения (два цилиндра)



а) 1 – поршень тормозного цилиндра, 2, 3 – горизонтальные рычаги, 4 – затяжка горизонтальных рычагов, 5 – шток, 6 – планка, 7 – упорный рычаг, 8, 16 – тяги, 9 – вертикальный рычаг, 10, 12 – триангель, 11 – подвеска триангеля, 13 – затяжка вертикальных рычагов, 14 – серьга мертвой точки, 15 – авторегулятор

б) 1 – тормозной цилиндр, 2 – шток тормозного цилиндра, 3 – горизонтальный рычаг, 4 – планка, 5 – упорный рычаг, 6 – планка, 7 – авторегулятор, 8 – тяга, 9 – вертикальный рычаг, 10 – затяжка вертикальных рычагов, 11 – мертвая точка, 12 – подвеска триангелей, 13 – триангель

Рисунок 2 – Кинематическая схема симметричной ТРП

а) классическая компоновка; б) раздельная система торможения

Для создания графических объектов методом лофтинга разработан алгоритм построения, который включает в себя следующие шаги:

- из графических систем «AutoCAD», «Компас» или иной САПР с чертежом детали записываются координаты положения точек ее контура с таким их количеством, чтобы обеспечивалась требуемая точность геометрии создаваемой модели;
- в программной среде «Универсальный механизм» вводятся соответствующие значения координат данных точек, и обозначается тип соединяющего их отрезка (прямой или один из видов сглаженной линии);
- указывается тип и параметры отрезка, вдоль которого будет происходить вытягивание формы.

После создания необходимого набора тел осуществлялась сборка тормозной рычажной передачи – соединение элементов между собой посредством шарниров. В данном случае под шарниром понимается связь между двумя телами, которая может иметь вращательные, поступательные или комбинированные степени свободы.

Связывание тел тормозной рычажной передачи грузового вагона модели 12-132-03 с тележками модели 18-578 в кинематические цепи производилось в соответствии с кинематическими схемами (см. рис. 2)

Согласно кинематических схем, большая часть шарниров обладает вращательными степенями свободы. Исключением являются кинематические пары триангелей тележек (где необходимо наличие поступательного шарнира из-за устройства направленного отвода колодок), а для державок мертвой точки, кронштейна мертвой точки и тормозного цилиндра необходимо ввести нулевую степень свободы, так как они закреплены неподвижно относительно глобальной системы координат.

Для моделирования простейших контактных взаимодействий использовался силовой элемент типа «контакт «точка – плоскость». Данный силовой элемент соответствует контакту пары тел, при котором с одним телом связывается набор точек, а с другим – плоскость, определяемая одной точкой

A и внешней нормалью n .

На рис. 4 приведен пример двух контактирующих тел. Первое тело изображено в виде плоскости с нормалью n , второе – в виде точки C , которая должна контактировать с этой плоскостью.

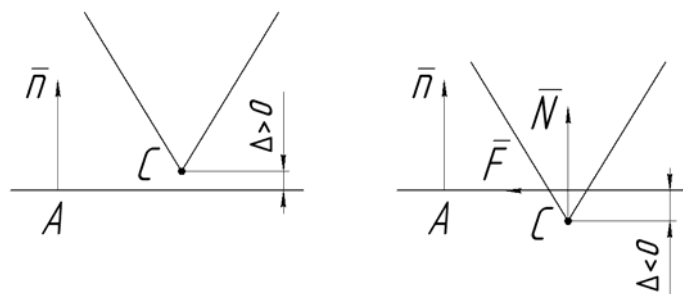


Рисунок 4 – Контакт «точка-плоскость»

Контактные силы при взаимодействии отдельной точки с плоскостью равны нулю, если расстояние Δ между точкой и плоскостью положительное. При $\Delta < 0$ возникает сила взаимодействия, имеющая две составляющие: нормальную реакцию, направленную по нормали к плоскости, и силу трения, лежащую в контактной плоскости.

Для определения контактных сил возникающих в трибоузлах «втулка – валик» (рис. 5) был применен тип контактного взаимодействия «окружность – плоскость», принцип, которого основан на контакте «точка-плоскость». Внутренняя поверхность втулки представлена в виде группы из восьми контактных плоскостей, а поверхность валика – в виде окружности.

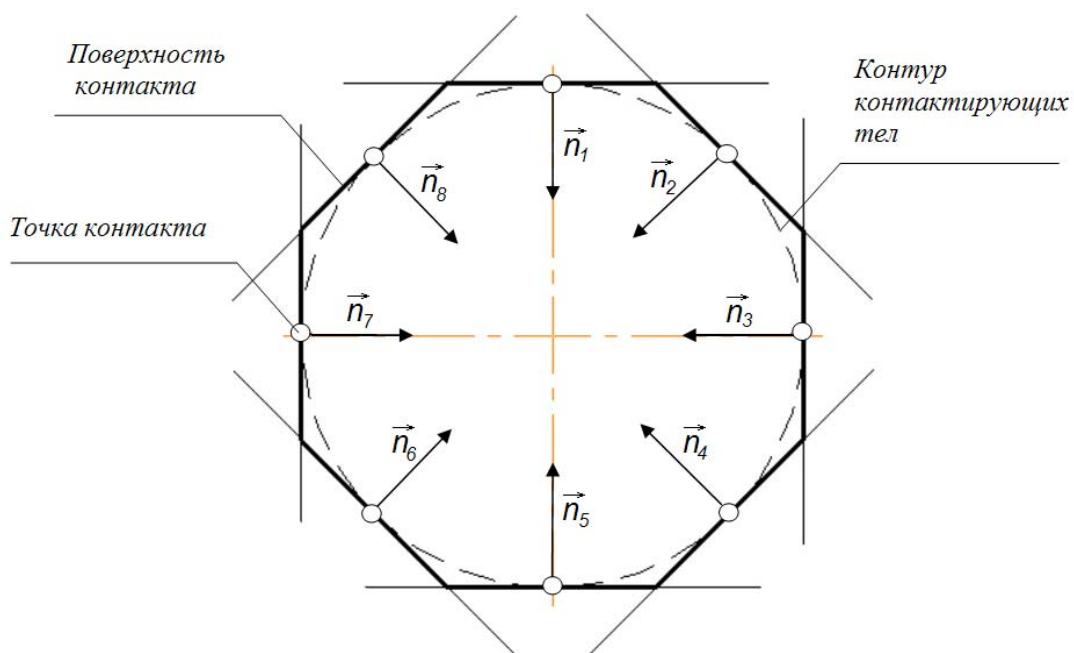


Рисунок 5 – Контакт «окружность – плоскость»

В качестве контактных сил для контакта «колодка – поверхность катания колесной пары» и «подвеска – башмак триангеля» также использовался тип контакта «окружность – плоскость». В первом случае окружностью являлась поверхность катания колесной пары, а поверхность колодки была представлена набором контактных плоскостей, во втором – окружность представляла собой контур нижней части подвески, а контактные плоскости создавали контур внутри отверстия башмака триангеля.

Наибольшие реакции возникают в шарнирных соединениях тормозной рычажной передачи грузового вагона при экстренном торможении поезда, так как нагрузка, действующая на шток тормозного цилиндра, в этом случае максимальна.

Силовое воздействие на шток тормозного цилиндра (ТЦ) при экстренном торможении поезда на груженом режиме работы воздухораспределителя вагона определялось по следующей зависимости [2]:

$$F = P \cdot S \cdot \eta_y - F_1 - F_2, \quad (1)$$

где P – давление в ТЦ при экстренном; S – площадь поршня; η_y – коэффициент полезного действия ТЦ; F_1 – усилие отпускной пружины ТЦ; F_2 – уси-

лие пружины авторегулятора.

Усилие отпускной пружины F_1 рассчитывается по следующей зависимости:

$$F_1 = F_0 + J_1 l_u, \quad (2)$$

где F_0 – усилие предварительного натяга пружины; J_1 – жесткость внутренней пружины; l_u – выход штока тормозного цилиндра.

Усилие пружины авторегулятора F_2 рассчитывается по формуле:

$$F_2 = F_p + J_2 l_p s, \quad (3)$$

где F_p – усилие предварительного натяга пружины регулятора; J_2 – жесткость пружины регулятора; l_p – выход штока регулятора; s – коэффициент, связанный с размерами рычагов вагона.

Расчет проводится для классической компоновки тормозной рычажной передачи и отдельной системы тормозной рычажной передачи.

Силовое воздействие на шток тормозного цилиндра составило 35,9 кН для классической системы, и 22,078 кН для отдельной системы торможения

Анализ графиков изменения величин реакций во времени (рис. 6) позволил установить, – в обеих схемах, нагруженными узлами ТРП являются шарнирные соединения: «вертикальный рычаг – триангель» и «горизонтальный рычаг – затяжка горизонтальных рычагов». Максимальные реакции в данных узлах, при экстренном торможении поезда составляли:

- для классической компоновки – 48,53 кН и 48,8 кН;
- для отдельной системы торможения – 49,53 кН и 50,1 кН.

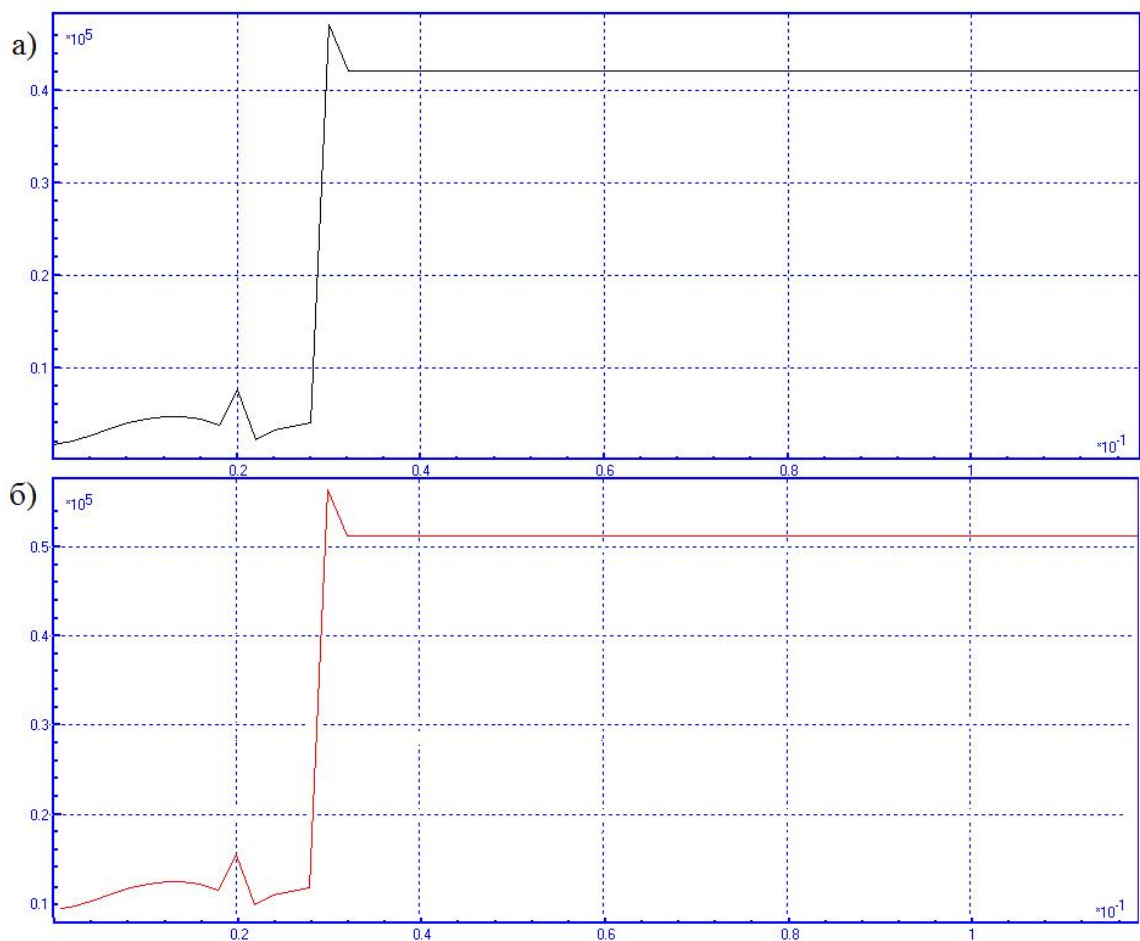


Рисунок 6 – Графики изменения нагрузки по времени для шарнирного соединения «вертикальный рычаг – триангель»

а) классическая компоновка

б) раздельная система

Максимальные значения реакций в шарнирных соединениях тормозной рычажной передачи вагона при экстренном торможении поезда представлены в таблице.

Таблица – Максимальные величины сил реакции в шарнирах при торможении

№ шарнира		Шарнирное соединение	Сила реакции в шарнире, кН	
Классическая компоновка	Раздельная система		Классическая компоновка	Раздельная система
Ш1*	Ш1	Шток ТЦ – горизонтальный рычаг	34,730	34,930
Ш2	Ш2	Горизонтальный рычаг – планка	0,920	0,920
Ш3	Ш3	Планка - упорный рычаг	0,280	0,30
Ш4	Ш4	Стержень – упорный рычаг	0,710	0,790
Ш5	Ш5	Горизонтальный рычаг – подвагонная тяга	14,680	15,580
Ш6	Ш6	Подвагонная тяга – вертикальный рычаг	14,560	15,360
Ш7	Ш7	Вертикальный рычаг – триангель	48,80	50,10
Ш8	Ш8	Вертикальный рычаг – затяжка вертикальных рычагов	34,460	35,50
Ш9	Ш9	затяжка вертикальных рычагов – вертикальный рычаг	34,460	35,50
Ш10	Ш10	Вертикальный рычаг – триангель	48,80	50,10
Ш11	Ш11	Вертикальный рычаг – серьга мертвой точки	14,570	15,460
Ш12	Ш12	Подвеска триангеля – триангель	1,90	2,0
Ш13	Ш13	Подвеска триангеля – триангель	3,040	2,0
Ш14	Ш14	Горизонтальный рычаг – затяжка ГР, Горизонтальный рычаг – планка крепления	48,530	49,530
* нумерация шарниров приведена на рисунке 2				

Анализ результатов численных экспериментов приведенных в таблице, позволил установить, что в варианте с раздельной системой торможения, силы реакций в шарнирных соединениях возросли в среднем на 4,26%. Такой рост сил реакций вызван увеличением жесткости подвагонной тяги обусловленной уменьшением ее длины с 3 м (для классической компоновки ТРП), до 1 м (для раздельной системы торможения).

Литература

1. Карпычев В.А. Разработка метода системного анализа автотормоза грузового подвижного состава: Дисс. На соиск. уч. ст. д-ра техн. наук // МИ-ИТ – М., 2000.
2. Конструирование и расчет вагонов: Учеб. для вузов ж.-д. трансп. // Под ред. В.В. Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.