

Костюкевич А. И., Цыгановский И. А.

ТЕСТИРОВАНИЕ РАЗРАБОТАННОЙ МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ С РЕЛЬСОВОЙ КОЛЕЕЙ

В статье описан процесс проверки на адекватность разработанной авторами модели [2] взаимодействия КП с рельсовой колеей. Для проверки использовались манчестерские контактные тесты и манчестерские тесты динамики. Также результаты моделирования сравнивались с экспериментальными данными. Приведены сравнительные результаты моделирования контактного взаимодействия колеса с рельсом и моделирования динамики рельсового экипажа, полученные при использовании модели [2] и других наиболее распространенных моделей сцепления.

Ключевые слова: манчестерские тесты, контакт «колесо - рельс», динамика, кривая сцепления,

Актуальность исследования. Разработано большое количество моделей контактного взаимодействия «колесо–рельс» [1]. Все они используют те или иные упрощающие допущения. Как результат, каждая модель имеет предел достоверности и ограничения по ее применению. Влияние этих упрощений не всегда заметно для конечного пользователя. Причем есть вероятность того, что в том или ином программном пакете используются модели, выходящие за рамки их изначальной достоверности.

Постановка задачи. Можно выделить два наиболее популярных подхода проверки модели сцепления на адекватность. При первом подходе производится сравнение полученных результатов с экспериментальными данными. Однако конкретную ситуацию зачастую тяжело промоделировать теоретически из – за недостатка данных об эксперименте. Поэтому альтернативой является подход, при котором между собой сравниваются теоретические результаты, получаемых при использовании различных моделей при одинаковых исходных данных. На сегодняшний день общепризнанным эталоном при данном подходе стали манчестерские тесты контактного взаимодействия колеса и рельса и манчестерские тесты динамики.

Цель статьи. Целью данной статьи является проверка модели сцепления, представленной в работе [2], с помощью различных методик.

Результаты исследований. Подразделение Железнодорожного транспорта Manchester Metropolitan University (MMU) разработало тест для определения эффективности теоретических моделей контакта «колесо–рельс», используемых в настоящее время для моделирования движения подвижного состава [3]. Конечной целью теста является предоставление пользователю осознанного выбора между контактными моделями для конкретной моделируемой ситуации.

Структура теста представлена на рис.1. Как видно из рисунка предложено два различных теста. Вариант А (Case A) предусматривает исследование контакта единичной колесной пары с рельсами при заданных условиях движения. Вариант В (Case B) – моделирование движения транспортного средства (грузового вагона с двумя двухосными тележками), при котором будет оцениваться его динамическое поведение. Данный вариант теста находится в стадии разработки.

Вариант теста А предусматривает раздельное решение нормальной (А-1) и касательной (А-2) контактных задач. В свою очередь, Вариант теста А-1 делится на два подварианта А-1.1 и А-1.2, которые различаются набором задаваемых параметров.

После разработки конечного варианта спецификации варианта теста А приглашение для участия в нем находилось в открытом доступе в течение 2006 года. В итоге разработчики 10 программных пакетов изъявили готовность принять участие в тестировании. В табл. 1 представлены сведения об участниках теста и сравнительные данные о применяемых методах решения нормальной и тангенциальной задачи.

Результаты тестирования для вариантов теста А-1 и А-2 представлены в работе [3].

Поскольку данный тест является фактическим стандартом, то решено было протестировать описанную выше модель VDEUNU CONTACT путем сравнение с результатами, представленными в [3]. К сожалению, по условию теста А-2 скольжение является выходным параметром, а в разработанной модели VDEUNU CONTACT – входным. В связи с этим, прохождение теста А-2 не представляется возможным. Адекватность модели VDEUNU CONTACT в части решения касательной задачи определялась другим способом.

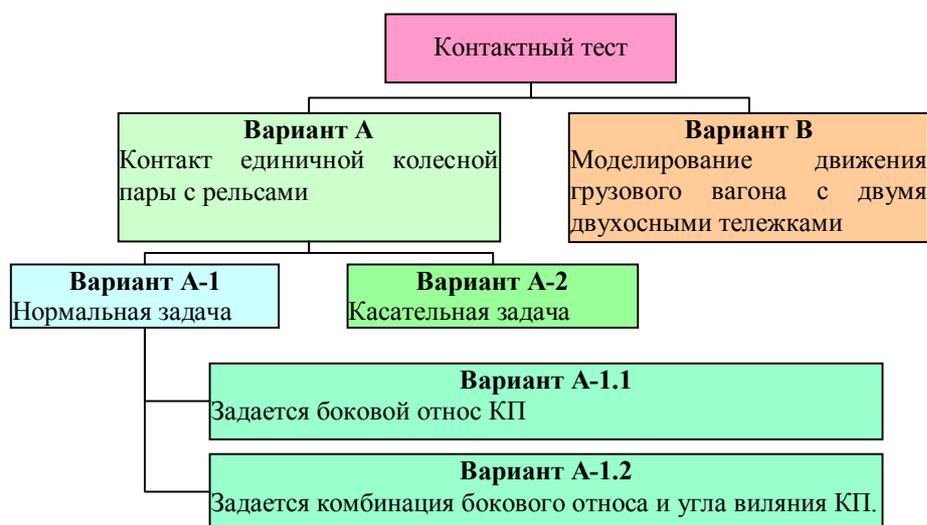


Рис.1. Структура манчестерского контактного теста.

Таблица. 1
Сводная таблица методов решения нормальной и тангенциальной задачи, используемых программами-участницами теста.

Программа	Страна	Метод решения нормальной задачи	Метод решения тангенциальной задачи
CONPOL	Италия	Теория Герца	Программа FASTSIM Калкера
CONTACT PC92	Китай	Сначала рассчитывался начальный зазор, затем использовался модуль негерцевского контакта программы CONTACT Калкера	Модификация программы CONTACT Калкера
DYNARAIL	США	Теория Герца и негерцевский контакт	Программа USETAB Калкера
GENSYS	Швеция	Метод эквивалентных контактных эллипсов	Программа FASTSIM Калкера
LaGer	Словакия	Программа CONTACT Калкера	Программа CONTACT Калкера
OCREC	Франция	Негерцевский	Модификация программы FASTSIM Калкера
NUCARS	США	Негерцевский	Справочные таблицы рассчитанные с помощью программы Калкера DUVOROL
TDS CONTACT	Италия	Теория Герца	Программа FASTSIM Калкера
VAMPIRE	США	Теория Герца	Нелинейный, основанный на заранее рассчитанных справочных таблицах Калкера
VOCOLIN	Франция	Полугерцевский	Модификация программы FASTSIM Калкера

Условия проведения теста А. Радиус круга катания колеса равен 460 мм на расстоянии 70 мм от внешней стороны гребня (рис.2,а). Ширина колеи равна 1435мм и измеряется на 14 мм ниже горизонтальной плоскости, которая проходит через вершины головок рельсов. Расстояние между колесами 1360 мм. Вертикальная нагрузка на ось приложена по центру оси. Вес колесной пары входит в вертикальную нагрузку (рис.2,б). Во всех случаях подуклонка рельса принята равной 1:40. Комбинации профилей колеса, рельса и вертикальной нагрузки сведены в табл.2, а сами профили изображены на рис.3.

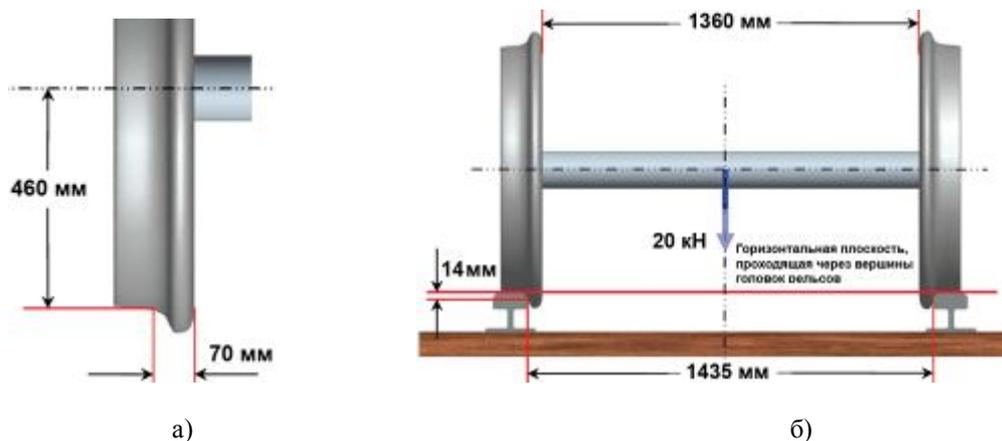


Рис.2 Положение центра круга катания на левом колесе (а) и параметры рельсовой колеи, колесной пары и вертикальной нагрузки (б).

Таблица 2.
Комбинации профилей колеса, рельса и вертикальной нагрузки.

№	Профиль		Нагрузка, кН
	Колеса	Рельса	
1.	Новый S1002	Новый UIC60	20
2.	Новый S1002	Новый UIC60	200
3.	Изношенный S1002	Изношенный UIC60	20
4.	Изношенный S1002	Изношенный UIC60	200

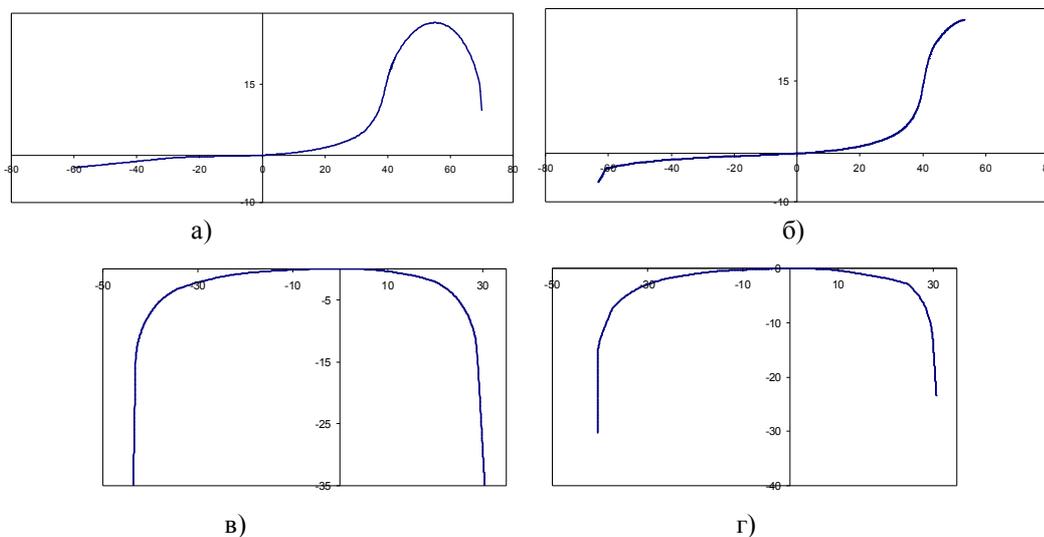


Рис.3. Профили поверхностей колес и рельсов, используемые при проведении теста: (а) - новый S1002; (б) - изношенный S1002; (в) - новый UIC60; (г) - изношенный UIC60.

Для варианта теста А-1.1 задается боковой относ КП в диапазоне от 0 до +10 мм с инкрементом 0.5 мм. Для варианта А-1.2 расположение КП задается комбинацией бокового относ и угла влияния. Боковой относ изменяется 0 до +10 мм с инкрементом 0.5 мм, а угол влияния (величина которого определялась прямо пропорционально боковому относ с коэффициентом пропорциональности 2.4) возрастал от 0 до 24 мрад с инкрементом 1.2 мрад. Для каждого сочетания параметров (комбинации профилей колеса, рельса, вертикальной нагрузки, поперечного относ и угла влияния) решалась нормальная контактная задача, выходные параметры которой приведены в табл.3.

Выходные параметры для теста А-1

Параметр	Единицы измерения	Примечание
Положение точки начального касания.	мм	Положение точки начального касания для каждого значения бокового отбоя и угла виляния. Положение указывается для каждого колеса и рельса в связанных с ними системах координат.
Положение дополнительных точек начального касания.	мм	В случае двухточечного контакта – положение второй точки начального контакта в связанных с ними системах координат колеса и рельса.
Угол наклона нормали в точке начального касания	град	Определяется в каждой точке начального касания для каждого колеса.
Разница радиусов катания.	мм	Определена как разница левого и правого радиуса кругов качения.
Площадь пятна контакта.	мм ²	
Форма пятна контакта.		Если эллиптическая, то отношение полуосей, если неэллиптическая – графическое изображение.
Распределение нормальных напряжений.	Па	Если подразумевается эллиптическая или квадратичная форма, то формула, иначе предоставить графическое изображение.
Время вычислений для 1000 запусков.	с	Время необходимое для получения данных для каждого случая и для каждой комбинации поверхностей колесо-рельс.
Спецификация компьютера.		Краткое описание аппаратных средств компьютера: тип процессора, объем оперативной памяти и т.д.

В работе [3] представлены результаты тестов А-1.1 и А-1.2 для новых профилей колеса и рельса с нагрузкой на ось равной 20 кН (рис. 5-8). На графиках каждой программе в соответствие был поставлен постоянный уникальный тип линии и маркера (см. рис. 4). Сплошной линией без маркеров начерчен соответствующий профиль колеса или рельса.

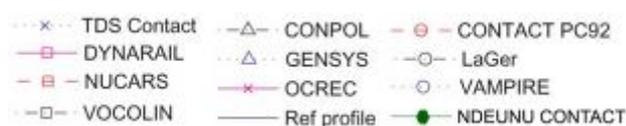
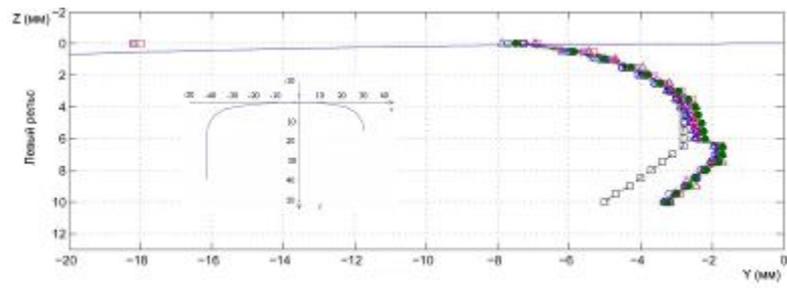


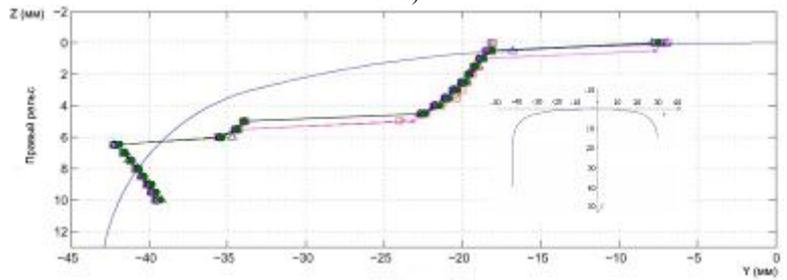
Рис. 4. Тип линии и маркера, ассоциированные с конкретной программой.

На рис. рис.5 и рис. 6 приведены зависимости расположения точек начального касания от бокового отбоя. Как видно из рисунков максимальная разница в координатах точек начального касания составила 11,3 мм при боковом отбояе 0 мм. Столь существенная разница может оказать значительное влияние на результаты моделирования динамики подвижного состава. При боковом отбояе 5 мм программы NUCARS и OCREC определяют двухточечный контакт (первая контактная точка имеет координату $y = -24$ мм, вторая точка $y = -34$ мм в системе координат правого рельса), в то время как остальные программы определяют одноточечный контакт с координатой $y = -34$ мм.

На рис. 7 представлена зависимость разницы радиусов кругов катания левого и правого колеса от бокового отбоя. Из рисунка видно, что программа NUCARS рассчитывает разницу радиусов катания, используя первую из полученных точек начального касания. При использовании второй точки результат практически совпадал бы с остальными.

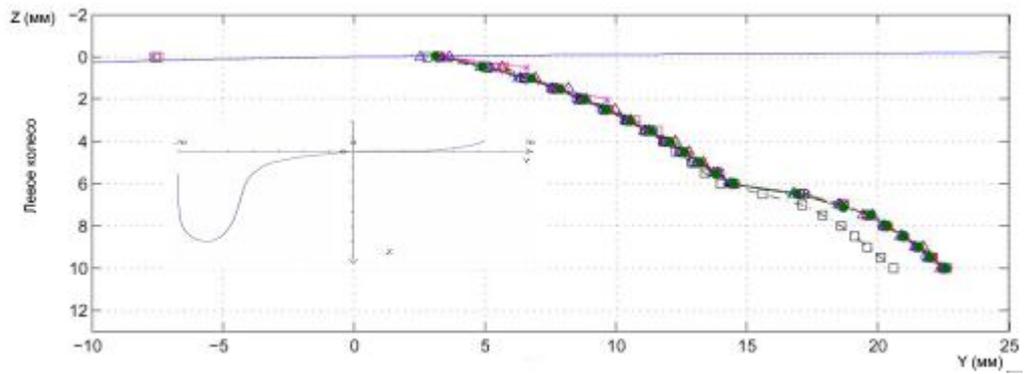


а)

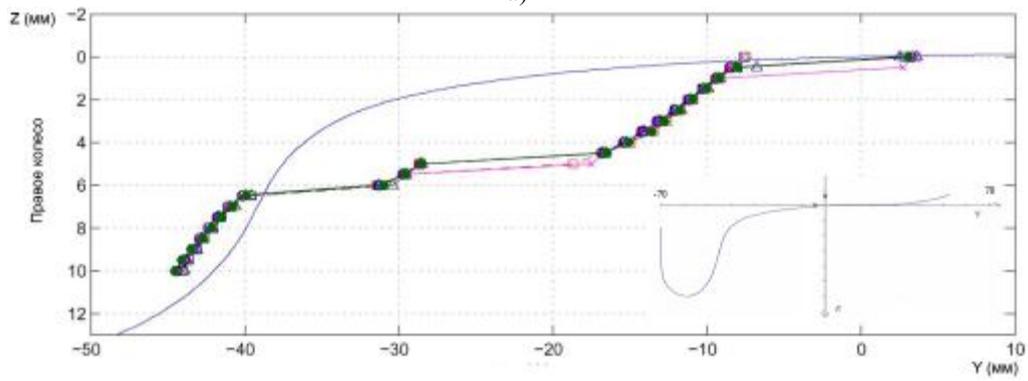


б)

Рис.5. Зависимость расположения точек начального касания от бокового отнosa на левом (а) и правом (б) рельсе.



а)



б)

Рис.6. Зависимость расположения точек начального касания от бокового отнosa на левом (а) и правом (б) колесе.

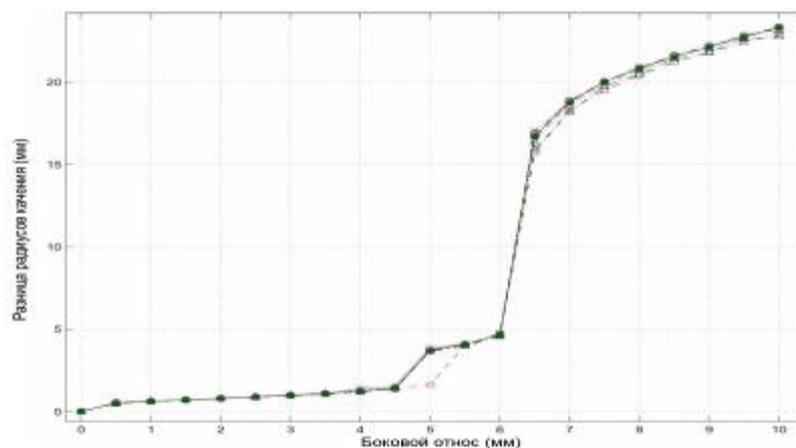


Рис.7. Зависимость разницы радиусов кругов катания левого и правого колеса от бокового отнosa.

Можно отметить два различных тренда в определении угла наклона нормали в точке начального касания относительно вертикальной оси для левой пары «колесо-рельс» (рис. 8). Программы LaGer, CONTACT PC92 относятся к одному тренду (рис.8). CONPOL, GENSYS, NUCARS, VAMPIRE, VDEUNU CONTACT к другому. Разница трендов объясняется тем, что LaGer и CONTACT PC92 используют для расчетов систему координат, связанную с колесной парой, а не рельсовой колеей. VOCOLIN демонстрирует результаты, не принадлежащие ни к одному из трендов. Эта объясняется тем, что VOCOLIN не учитывает изменение угла боковой качки при поиске точек начального касания.

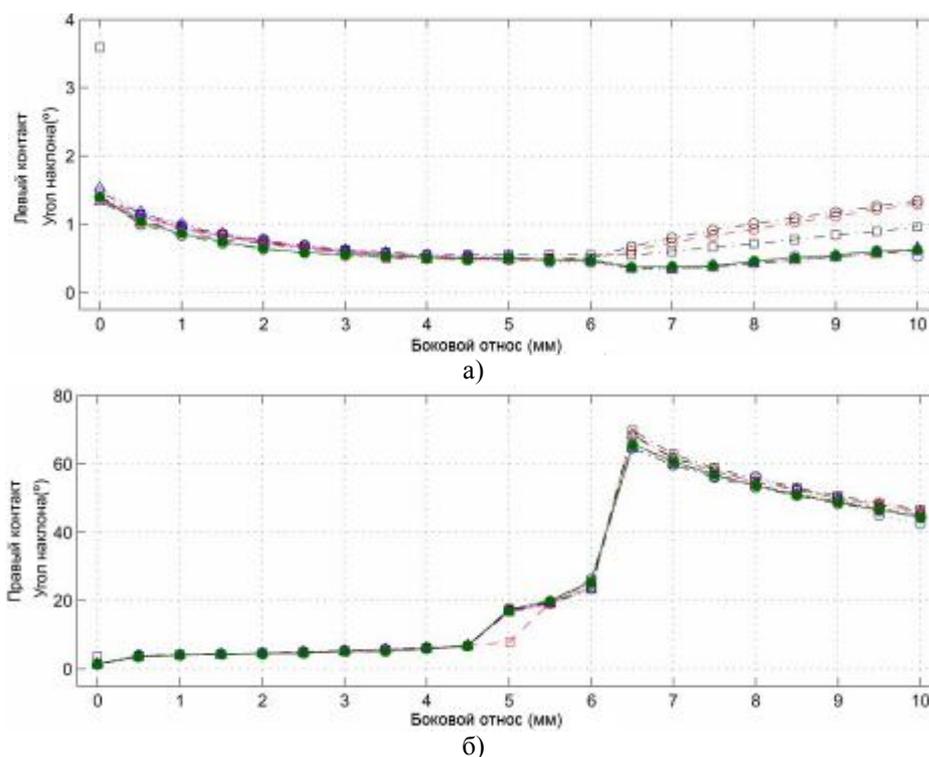


Рис.8. Угол наклона нормали в точке начального касания относительно вертикальной оси для левой (а) и правой (б) пары «колесо рельс».

Анализируя зависимости, представленные на рис.5-8 можно сделать вывод, что результаты, полученные в программе VDEUNU CONTACT практически совпадают с результатами, показанными программами CONPOL, NUCARS и TDS CONTACT. Это объясняется тем, что в программах реализуются схожие алгоритмы поиска точек начального касания.

Размер и форма пятна контакта являются важными факторами, влияющим на сцепление, износ и контактную прочность при качении. На рис. 9-10 приведены зависимости площади контакта от поперечного отнosa. Из рисунков видно, что до выбора зазора в рельсовой колее результаты, получаемые в различных программах, приблизительно совпадают. При выборе зазора (боковой относ больше 6 мм) разница в

результатах составляет до четырех раз (см. рис. 11). Причиной этого является как различия в методиках поиска точек начального касания, так и различие в методиках решения нормальной задачи.

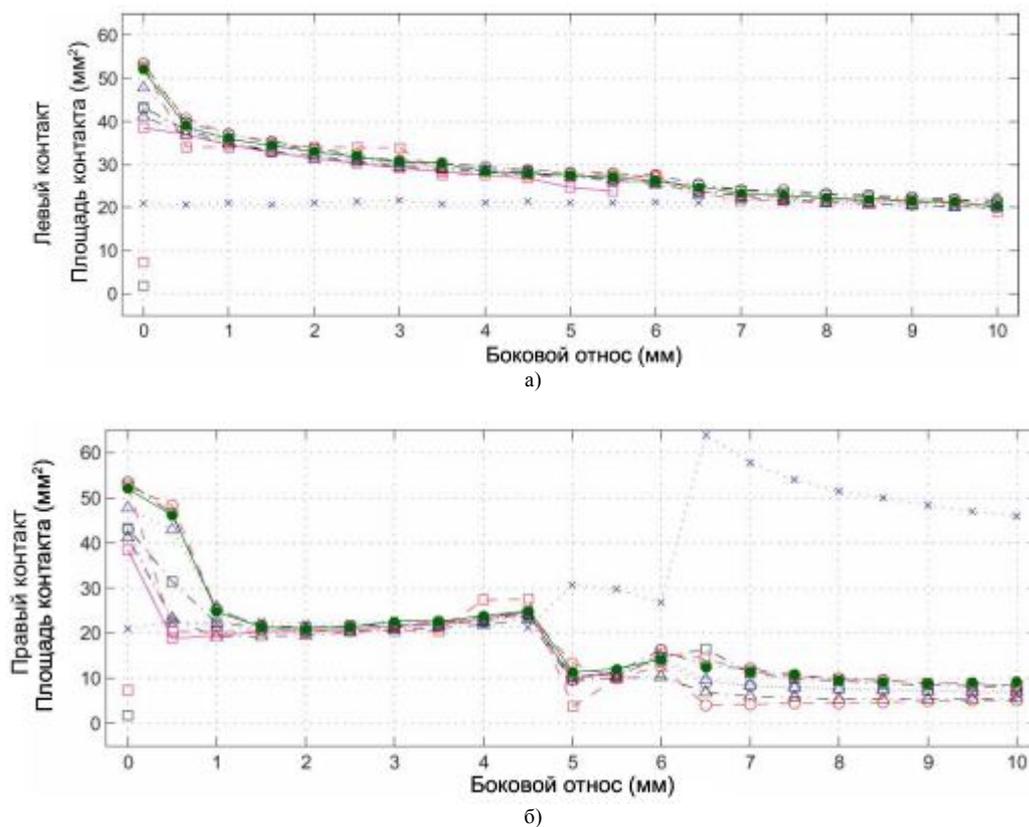


Рис. 9. Зависимость площади контакта от поперечного отнosa для левой (а) и правой (б) пары «колесо - рельс».

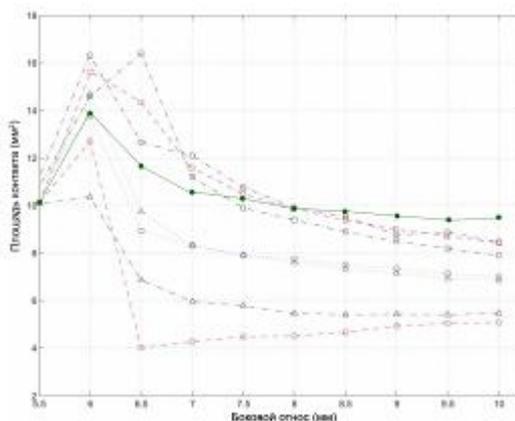


Рис. 10. Зависимость площади контакта от поперечного отнosa для правой пары «колесо - рельс» (детализированная область).

На рис. 11 и приведены форма и размер пятна контакта правой пары «колесо-рельс» при значениях бокового отнosa 0 мм. Из рисунков видно, что в зависимости от используемого алгоритма решения нормальной контактной задачи наблюдается большая разница в результатах. В связи, с этим возникла необходимость сравнить получаемые в программе VDEUNU CONTACT результаты с экспериментальными данными. Для этого использовались результаты, полученные в работах [4,5].

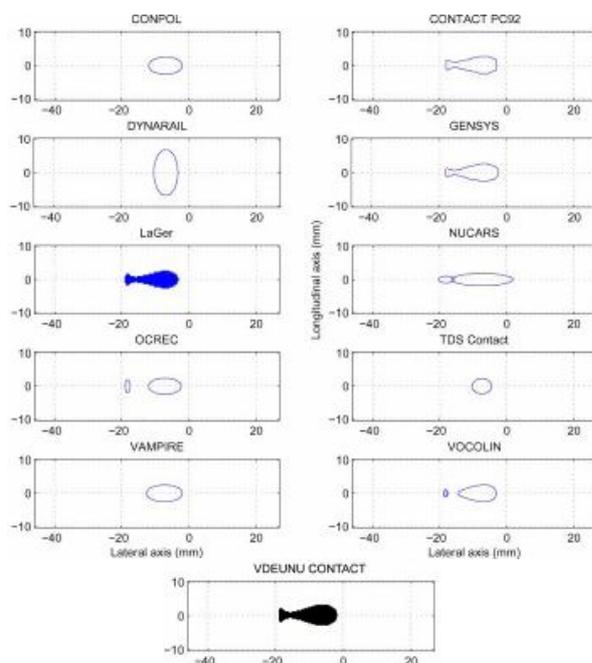


Рис. 11. Форма и размер пятна контакта для правой пары «колесо- рельс» при боковом отnose 0 мм

Экспериментальная установка ультразвукового определения параметров контакта «колесо-рельс» показана на рис.12. Она состоит из ультразвукового преобразователя, ультразвукового генератора – приемника (UPR), осциллографа, управляющего ПК, таблицы сканирования (задает шаги по координатам x , y) и силовой установки. Для проведения экспериментов использовались две пары колес и рельсов: с новыми профилями, изготовленными в фабричных условиях, и сильно изношенные в эксплуатации. Профили колес и рельсов были оцифрованы с помощью профилометра MiniProf и представлены на рис.13. Из колес и рельсов вырезались образцы (см. рис.12). Образец рельса крепится к верхней плите, а образец колеса – к нижней. Образцы располагаются относительно друг друга в той же позиции, что и в эксплуатационных условиях. Для обеспечения этого условия на нижней плите была начерчена сетка, которая использовалась для задания бокового отnose и угла виляния колеса. Силовая установка состоит из верхней неподвижной плиты и перемещающейся нижней плиты. Образцы колеса и рельса нагружаются при помощи гидроцилиндра, а ультразвуковой преобразователь располагается над ними в резервуаре с дисцилированной водой (воздушные пузыри в обычной воде будут рассеивать звуковой сигнал). Контрольный сигнал поступает с ПК, и UPR приводит преобразователь в возбуждение. В ответ возбуждению преобразователь посылает ультразвуковую волну и получает отраженный сигнал от контактной области. Посланные и отраженные звуковые сигналы отображаются на осциллографе, и усредненный размах амплитуды отраженного сигнала записывается в память. После завершения измерения в заданной точке, с помощью таблицы сканирования преобразователь перемещается в следующую точку в определенной последовательности, и так до тех пор, пока вся контактная область не будет отсканирована (в работе [4] использовался шаг 0,25 мм в направлении x и y).

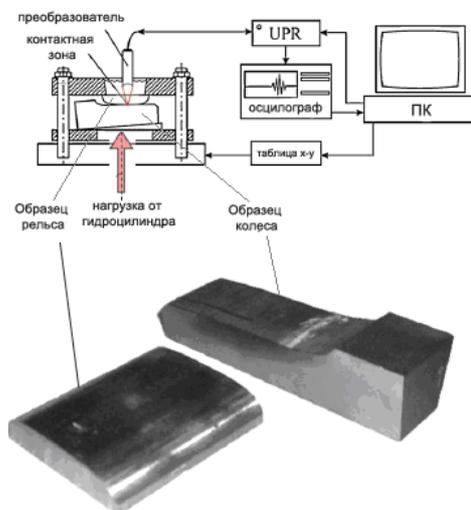


Рис.12. Схема ультразвуковой установки [4]

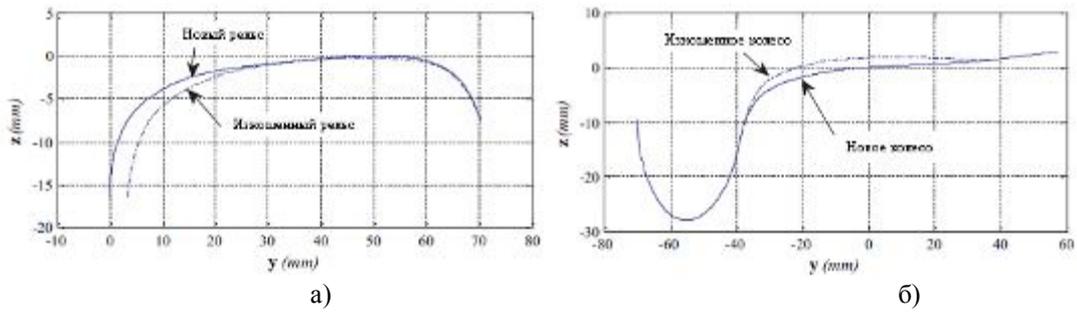


Рис.13. Профили образцов рельса (а) и колеса (б)

На рис. 14 показано распределение контактных давлений для новых и изношенных профилей, измеренное с помощью описанной установки при нагрузке 50 кН и нулевых значениях бокового отхода и угла виляния. Контурной линией на рис. 14 обозначена граница пятна контакта, полученная с помощью программы VDEUNU CONTACT для тех же самых геометрических и силовых характеристик контакта.

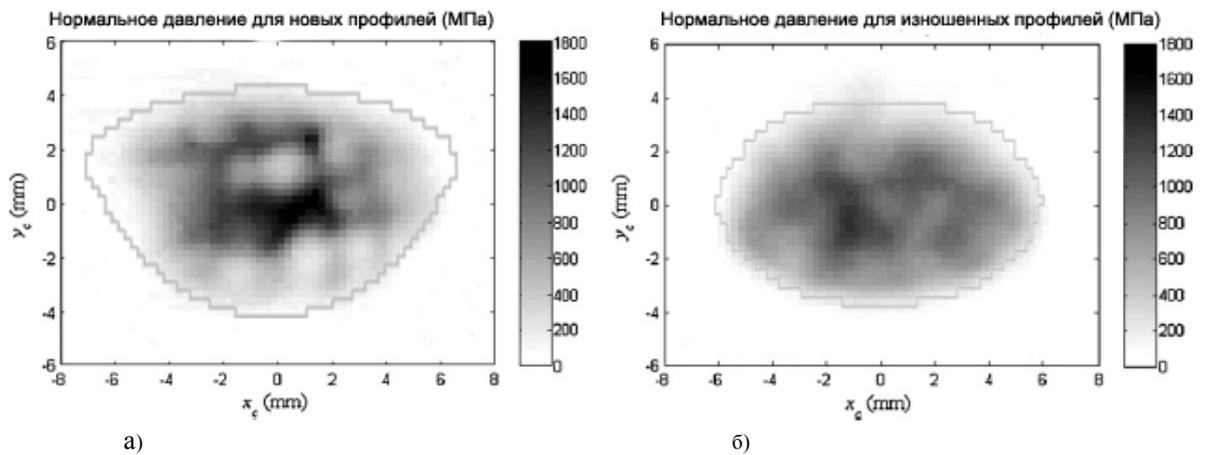


Рис. 14. Пятна контакта для новых (а) и изношенных (б) профилей, полученные численно и экспериментально

В работе [5] по описанной методике изучен двухточечный контакт изношенных профилей. На рис. 15 приведены экспериментальные результаты. Контурной линией нанесены результаты, полученные с помощью программы VDEUNU CONTACT.

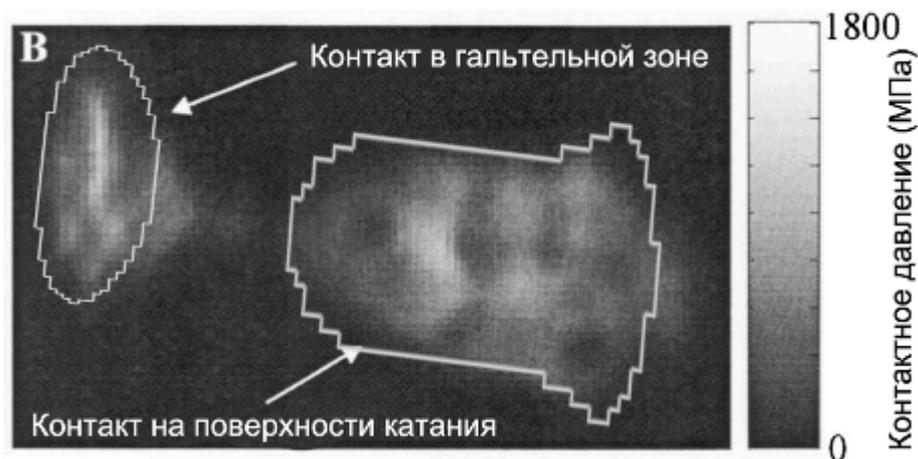


Рис. 15. Форма и размер пятен контакта для случая двухточечного контакта изношенных профилей, полученные численно и экспериментально.

Из рис. 14 и рис. 15 видно, что сравнение численного решения, полученного с помощью программы VDEUNU CONTACT с экспериментальными данными [4,5] показало их удовлетворительное совпадение.

Выше упоминалось, что по условиям манчестерского контактного теста **A2** (касательная задача) скольжение колес относительно рельсов рассматривает в качестве выходного параметра, а в модели VDEUNU CONTACT в качестве входного. В связи с этим, прохождение теста **A-2** не представляется возможным.

Проверка адекватности модели VDEUNU CONTACT в части решения касательной задачи производилась путем сравнения характеристик сцепления, построенных по различным моделям. В качестве альтернативы VDEUNU CONTACT использовались наиболее распространенные модели сцепления: FASTSIM (И.Калкера); ADH (О.Полаха); Т. Мюллера и Д.К. Минова.

Приняты следующие условия. Профиль колеса - новый по гост 11018. Профиль рельса Р65. Боковой угол и угол виляния колесной пары отсутствуют. Скорость движения - 20 м/с. Вертикальная нагрузка на колесо - 100 кН. Рассмотрены два варианта фрикционного состояния. В первом случае коэффициент сцепления принят равным 0.38 (чистые, сухие поверхности), во втором – 0.07 (замасленные поверхности). Для модели VDEUNU CONTACT использованы соответствующие эмпирические зависимости [6]. Результаты моделирования представлены на рис.16.

В случае высоких значений коэффициента сцепления (рис.16, а), критическое скольжение, полученное с помощью моделей VDEUNU CONTACT, ADH, Т. Мюллера и Д.К Минова составляет 0.02...0.025, а восходящие ветви характеристики сцепления различаются незначительно (не более чем на 7%). Результаты, полученные с помощью модели FASTSIM, совпадают с остальными только при очень малых (порядка 0.001) скольжениях. Это объясняется тем, что алгоритм FASTSIM был разработан на основе линейной теории взаимодействия катящегося тела с основанием. Одним из основополагающих допущений линейной теории является предположение об исчезающе малой величине скольжения колес относительно рельсов. Отсутствие нисходящей ветви характеристики сцепления для моделей FASTSIM, ADH и Т. Мюллера объясняется особенностями постановки задачи в этих моделях.

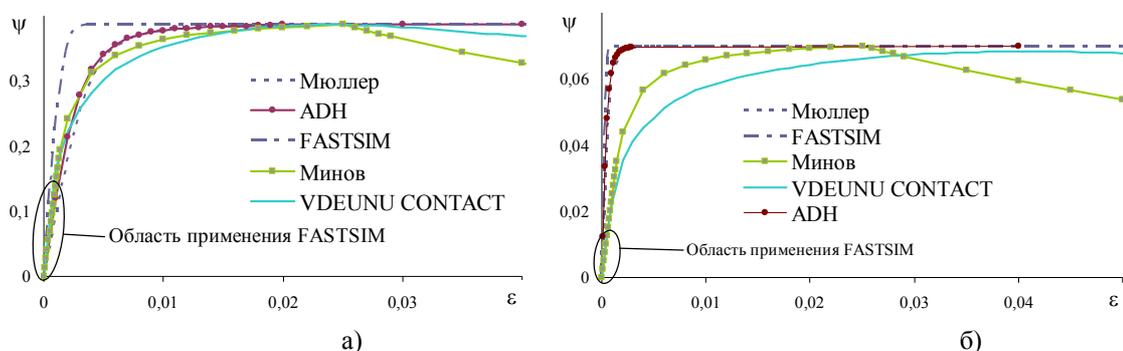


Рис.16. Характеристики сцепления при разных фрикционных состояниях: (а) – чистые, сухие поверхности; (б) – замасленные поверхности.

Экспериментально установлено, что при ухудшении фрикционных условий взаимодействия колеса с рельсом критическое скольжение увеличивается [7]. На рис.16, б приведены расчетные характеристики сцепления для случая низких значений коэффициента сцепления (например, замасленных поверхностей). Как видно из рис.16, б критическое скольжение, рассчитанное с помощью моделей FASTSIM, ADH и Т. Мюллера прогнозируемо (см. [1]) сместились в зону меньших скольжений (менее 0.001), для модели Д.К Минова не изменилось, и только для модели VDEUNU CONTACT выросло до 0.04.

Учитывая столь существенную разницу в результатах моделирования, возникает вопрос о возможности использования модели VDEUNU CONTACT для моделирования динамики подвижного состава. Проверка такой возможности была проведена с использованием манчестерского динамического теста.

На международном семинаре «Computer Simulation of Rail Vehicle Dynamics», происходившем в Manchester Metropolitan University 23 и 24 июня 1997 года согласованы эталонные тесты динамики подвижного состава. Цель создания тестов - позволить исследователям, изучающим динамику подвижного состава оценить пригодность различных программных пакетов. Предварительные результаты, полученные в наиболее распространенных пакетах моделирования динамики, были представлены на специальной заседании 15 декабря 1997г. На нем внесено несколько изменений в эталонные модели транспортных средств и пути, а также в методы представления результатов с целью исключения незначительных двусмысленностей. Подробное описание условий проведения теста можно найти в работе [8]. Эталонные модели в тесте были выбраны таким образом, чтобы они охватить транспортные средства и виды пути, которые наиболее часто используются при моделировании динамики подвижного состава. Несмотря на то, что модели транспортных средств являются упрощенными, они все же содержат примеры более сложных элементов. Уровень детализации в описании теста позволяет всем участникам тестирования создать подходящую модель. В документе нет требования, использовать конкретные методы моделирования. Это касается, в том числе, и модели контакта «колесо - рельс».

Моделирование проводилось с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» (УМ). Модель VDEUNU CONTACT интегрирована в комплекс УМ в качестве dll библиотеки (dynamic link library). Альтернативой модели VDEUNU CONTACT выступала модель FASTSIMA (модификация модели

FASTSIM). Исследовалось движение пассажирского (TC1) и грузового двухосного (TC2) вагонов из Манчестерского теста (рис.17).

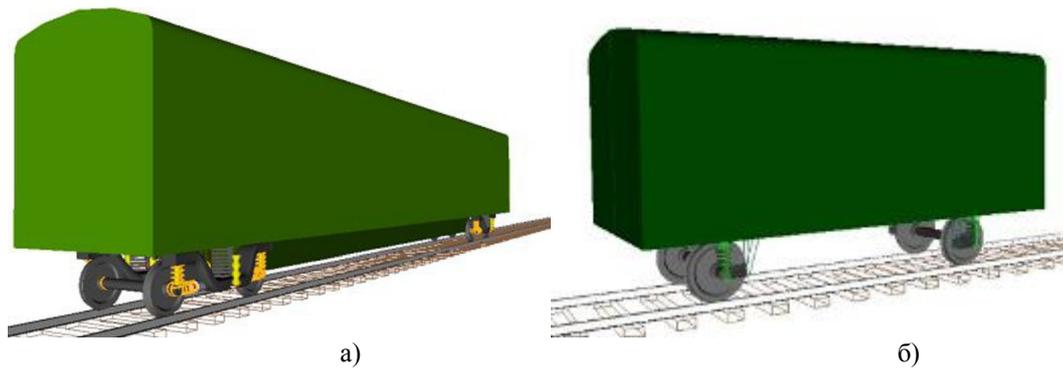


Рис.17. Общий вид модели пассажирского (а) и грузового (б) вагонов.

Моделировалось движение вагонов на четырех вариантах пути. Каждый из вариантов предназначен для проверки определенных вопросов. Вариант пути 1 для прогнозирования квазистационарного поведения в прямой и прогнозирования риска схода с рельс на искривленном пути простого тележечного транспортного средства. Вариант пути 2 для исследования устойчивости движения КП. Вариант пути 3 – моделирования движения по неровностям пути. Вариант пути 4 – управления нелинейностями в подвешивании ТС. Профиль в плане каждого варианта пути, параметры движения по нему, а также представляемые результаты оговорены условиями проведения теста [8].

Результаты моделирования представлены на рис. 18 – 24 . На них кривыми без маркера обозначены результаты, полученные при использовании модели FASTSIMA, с маркером – VDEUNU CONTACT.

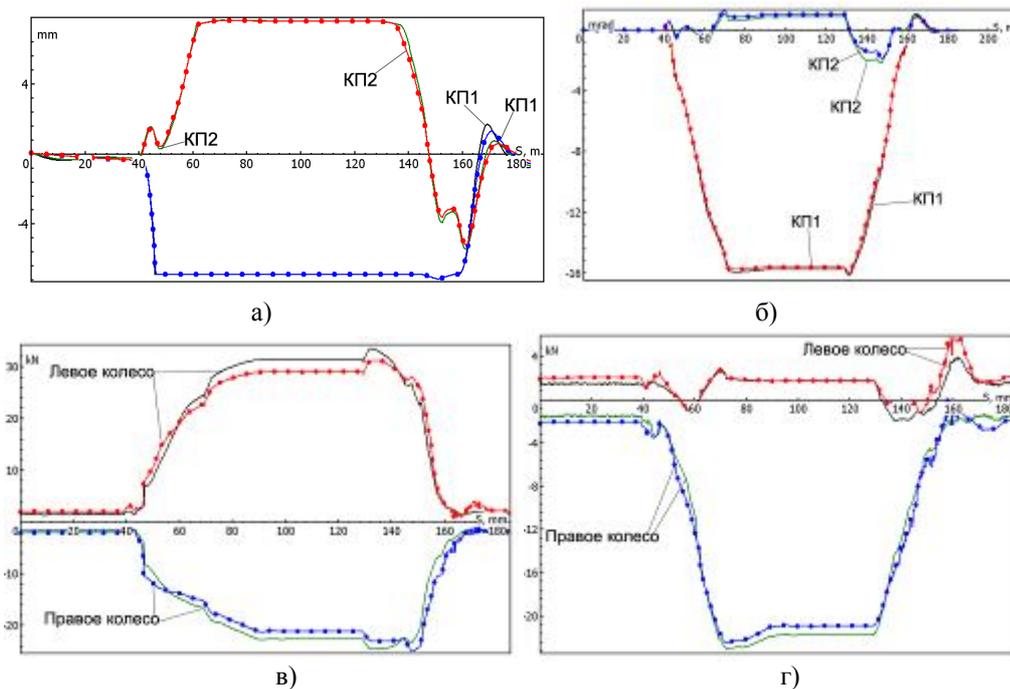


Рис. 18. Зависимость поперечных смещений левых колес первой и второй КП относительно рельсовой колеи (а), углов виляния первой и второй КП (б), суммарных поперечных сил для первой колесной пары (в) и суммарных поперечных силы для второй колесной пары (г) от пройденного пути. ТС1, вариант пути 1.

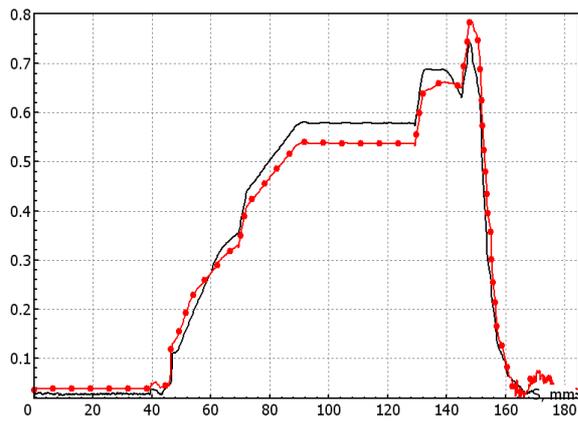


Рис. 19. Зависимость отношения суммарной поперечной и вертикальной сил для набегающего колеса первой колесной пары (коэффициент безопасности) от пройденного пути. ТС1, вариант пути 1.

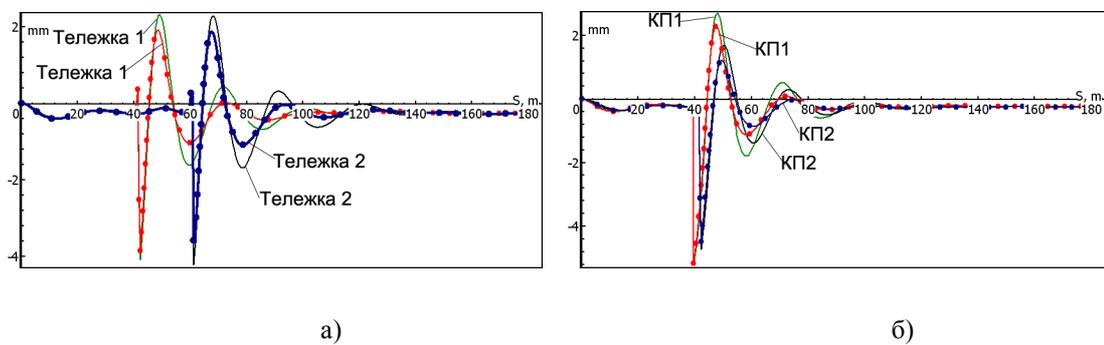


Рис. 20. Зависимость поперечного смещения тележек (а) и поперечного смещения первой и второй колесной пары (б) от пройденного пути. $v = 45$ м/с, ТС1, вариант пути 2.

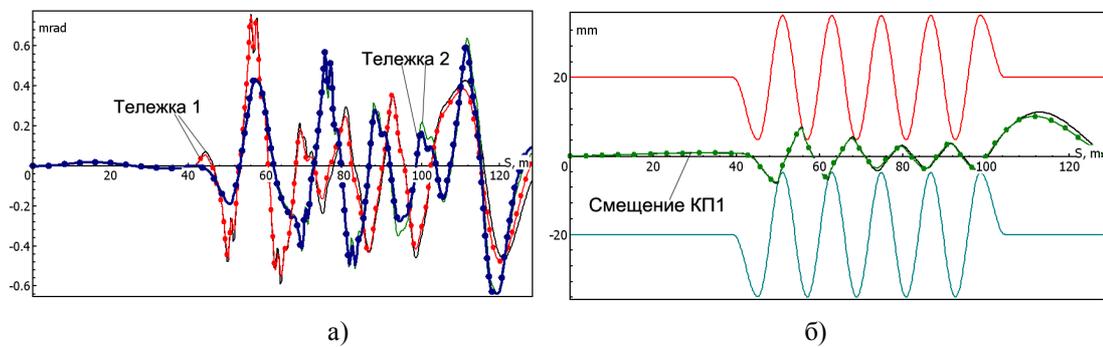


Рис. 21. Зависимость угла боковой качки первой и второй тележек (а) и смещения первой КП (б) от пройденного пути. ТС1, вариант пути 3.

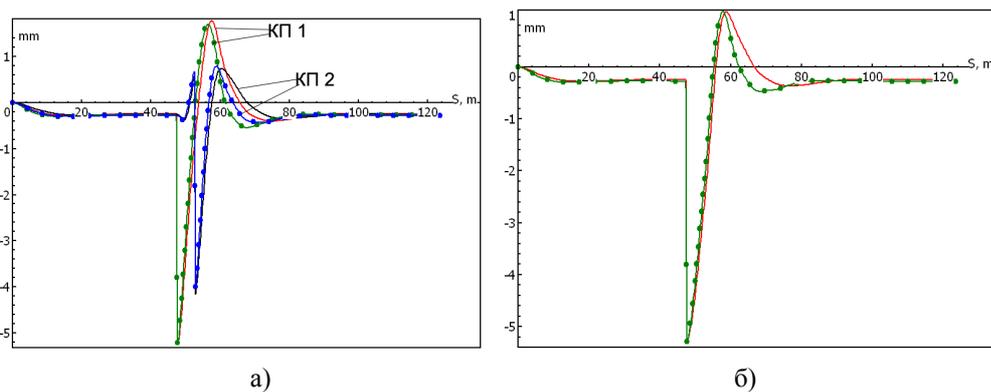


Рис. 22. Зависимость поперечного смещения колесных пар (а) и поперечного смещения кузова (б) от пройденного пути. ТС2, вариант пути 2.

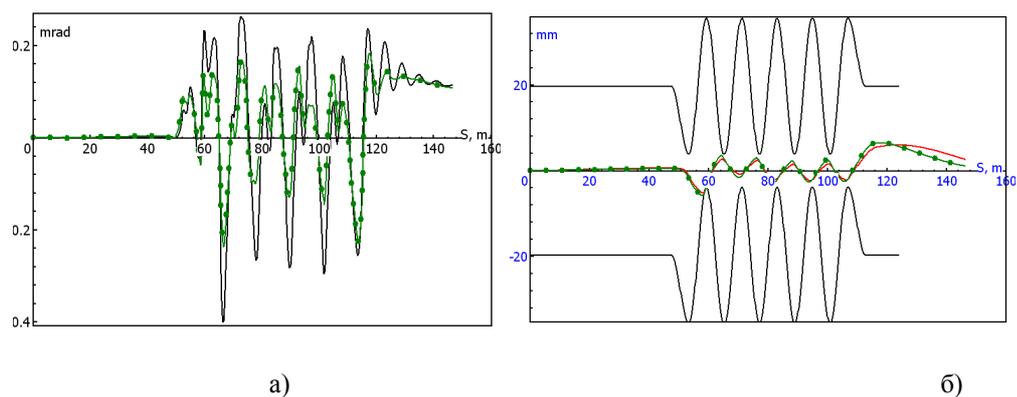


Рис. 23. Зависимость боковой качки кузова (а) и поперечного смещения первой колесной пары (б) от пройденного пути. ТС2, вариант пути 3.

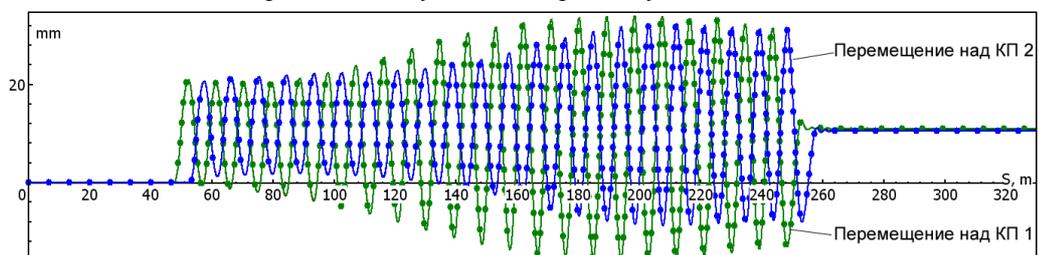


Рис. 24. Зависимость вертикального перемещения кузова от пройденного пути. ТС2, вариант пути 3.

Выводы. Как видно из рис.18-24 во всех случаях результаты моделирования практически не зависят от используемой модели сцепления. Это объясняется двумя обстоятельствами. Во-первых, по условиям проведения манчестерского динамического теста коэффициент сцепления, при котором проводится моделирование, составляет 0.4. Во-вторых, максимальное скольжение, которое было зафиксировано при проведении расчетов, равнялось 0.005. Другими словами, реально использовался участок характеристики сцепления, который на рис.16,а обозначен как «область применения FASTSIM». В этой области нет существенной разницы, какая из моделей сцепления используется при моделировании динамики.

Литература

1. Костюкевич А. И. Обзор моделей фрикционного взаимодействия колес с рельсами [электронный ресурс] / А. И. Костюкевич, И. А. Цыгановский // Наукові вісті Дніпропетровського університету : зб. наук. праць. – Луганськ, 2012. – № 8. – Режим доступу до журн. http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/Nvdu/2012_8/z12kaiksr.htm
2. Голубенко А. Л. Модель фрикционного контакта «колесо-рельс» / А. Л. Голубенко, А. И. Костюкевич, И. А. Цыгановский // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2012. - № 5 (176). – С. 7 – 12.
3. Shackleton P. Comparison of wheel-rail contact codes for railway vehicle simulation: an introduction to the Manchester Contact Benchmark and initial results. / Shackleton P. and Iwnicki S.D // Vehicle System Dynamics, vol.46(1), 2008, p. 129–149
4. Experimental and numerical modelling of wheel-rail contact and wear / [Rovira A., Roda A., Marshall M.B and oth.] //Wear 271 (2011), pp. 911– 924
5. Marshall M. B. Experimental Characterization of Wheel-Rail Contact Patch Evolution / Marshall M. B., Lewis R., Dwyer-Joyce R. S.// Journal of Tribology, 128(3), 2006, pp. 493-504
6. Экспериментальное исследование характеристик сцепления в контакте «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды/ А.И. Костюкевич, И.А. Таран, М.В. Ковтанец, В.С. Ноженко // «Автомобіле та тракторобудування». Вісник НТУ «ХПІ», 56 '2011, С. 56-62.
7. Костюкевич Александр Иванович. Численная и экспериментальная идентификация процесса сцепления колес локомотива с рельсами: дисс. канд. техн. наук :05.22.07 / Костюкевич Александр Иванович - Луганск, 1991. – 230 с.
8. Iwnicki S. Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation.// Vehicle System Dynamics, 30:3-4, 1998, p. 295-313

References

1. Kostyukevich A. I. Obzor modelej frikcionnogo vzaimodejstvija koles s rel'sami [jelektronnyj resurs] / A. I. Kostyukevich, I. A. Tsyganovskiy // Naukovi visti Daliv's'kogo universitetu : zb. nauk. prac'. – Lugans'k, 2012. – № 8. – Rezhim dostupu do zhurn. http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/Nvdu/2012_8/z12kaiksr.htm
2. Golubenko A. L. Model' frikcionnogo kontakta «koleso-rel's» / A. L. Golubenko, A. I. Kostyukevich, I. A. Tsyganovskiy // Visnik Shidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu im. V. Dalja. – 2012. – № 5 (176). – S. 7 – 12..
3. Shackleton P. Comparison of wheel–rail contact codes for railway vehicle simulation: an introduction to the Manchester Contact Benchmark and initial results. / Shackleton P. and Iwnicki S.D // Vehicle System Dynamics, vol.46(1), 2008, p. 129–149
4. Experimental and numerical modelling of wheel–rail contact and wear / [Rovira A., Roda A., Marshall M.B and oth.] //Wear 271 (2011), pp. 911– 924
5. Marshall M. B. Experimental Characterization of Wheel-Rail Contact Patch Evolution / Marshall M. B., Lewis R., Dwyer-Joyce R. S.// Journal of Tribology, 128(3), 2006, pp. 493-504
6. Jeksperimental'noe issledovanie harakteristik sčepjenja v kontakte «koleso-rel's» pri nalichii promezhutočnoj sredy/ A.I. Kostyukevich, I.A. Taran, M.V. Kovtanec, V.S. Nozhenko // «Avtomobile ta traktorobuduvannja». Visnik NTU "HPI", 56 '2011, S. 56-62.
7. Kostyukevich Aleksandr Ivanovich. Chislennaja i jeksperimental'naja identifikacija processa sčepjenja koles lokomotiva s rel'sami: diss. kand. tehn. nauk :05.22.07 / Kostyukevich Aleksandr Ivanovich - Lugansk, 1991. – 230 s.
8. Iwnicki S. Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation.// Vehicle System Dynamics, 30:3-4, 1998, p. 295-313

У статті описаний процес перевірки на адекватність розробленої авторами моделі [2] взаємодії КП з рейковою колією. Для перевірки використовувалися манчестерські контактні тести і манчестерські тести динаміки. Також результати моделювання порівнювалися з експериментальними даними. Приведені порівняльні результати моделювання контактної взаємодії колеса з рейкою і моделювання динаміки рейкового екіпажа, отримані при використанні моделі [2] і інших найбільш поширених моделей зчеплення.

Ключові слова: манчестерські тести, контакт «колесо - рейка», динаміка, крива зчеплення,

The process of checking for adequacy of the wheelset – track contact model [worked out by authors 2] is described in the article. For verification the Manchester Contact Benchmarks and Manchester Dynamic Benchmarks were used. Also modeling results were compared to experimental data. Comparative results for wheel – rail contact modeling and railway vehicle dynamics modeling with the use of model [2] and other most widespread models of wheel – rail contact interaction are brought.

Keywords: Manchester benchmarks, wheel – rail contact, dynamics, traction curve

Костюкевич А. И. – канд. техн. наук, доцент кафедри залізнодорожного транспорту ВНУ ім. В. Даля
Цыгановский И. А. – аспірант кафедри залізнодорожного транспорту ВНУ ім. В. Даля

Рецензент: Горбунов Н. И., докт.техн.наук, профессор ВНУ ім. В. Даля.

TESTING DEVELOPED WHEELSET – TRACK INTERACTION MODEL

Abstract. The article describes the verification process of the developed wheelset – track interaction model [2]. The verification was carried through Manchester Contact Benchmarks and Manchester Dynamics Benchmarks. The modeling results were also compared to the experimental results. The comparison results of wheel- rail contact modeling and railway vehicles dynamics modeling are shown, that were derived with the use of model [2] and other most widespread models.

Keywords: Manchester benchmarks, wheel – rail contact, dynamics, traction curve

Statement of the problem. There are many model of wheel – rail contact interaction [1] and all of them use some simplifying assumptions. As the result every model has confidence limits and usage limitations. The influence of this assumption is not seen to the end user. Also there exists a probability that a particular software package use contact models beyond their models of validity.

There are two most popular approaches to verify the contact model. With the first approach the received results are compared with experimental data. But the particular situation can sometimes be hard to model because of the lack of experiment detail. That is why there is alternative approach why the theoretical results, that are received with the use of different models for the same initial data, are compared to each other. Today the universally recognized etalon with such approach are Manchester Contact Benchmarks and Manchester Dynamics Benchmarks.

Aim of the paper. The aim of the paper is the verification of contact model [2] with use of different methods.

Results. The Railway Technology Unit of Manchester Metropolitan University (MMU) has developed benchmark for the compassion of wheel – rail contact models, that are used in modern MBS packages[3]. The aim of the test is to provide for the end user the choice of the contact model for the particular modeling situation.

The structure of the benchmark is shown on fig. 1. As it can be seen from the figure two cases are suggested. Case **A** is supposed for modeling of single wheelset contact with rails with prescribed motion conditions . Case **B** is supposed for modeling railway vehicle (freight wagon with two bogies) for a study of its dynamical behavior. This case is now under revision/

Case **A** aiming to solve normal (Case **A-1**) and tangential (Case **A-2**) contact problems. In turn, case **A-1** is divided on two sub-cases **A-1.1** and **A-1.2**, that differ from each other with input parameters.

After the specification for Case **A** was developed, an invitation to take part in it was in open access during the 2006 year. Total 10 software packages developers confirmed their participation. In table 1 are shown the data of participants and comparison data of applied methods for solving normal and tangential contact problems. The results of Cases **A-1** and **A-2** are shown on paper [3].

Since this benchmark is de facto standard, the results of VDEUNU CONTACT program [2] were compared to that shown in paper [3]. Unfortunately, Case **A-2** supposes creepages as input parameter, and in the developed VDEUNU CONTACT program they are output parameter. As the result of this passing of Case **A-2** is not possible. The validity of VDEUNU CONTACT in solving tangential problem was performed with other method.

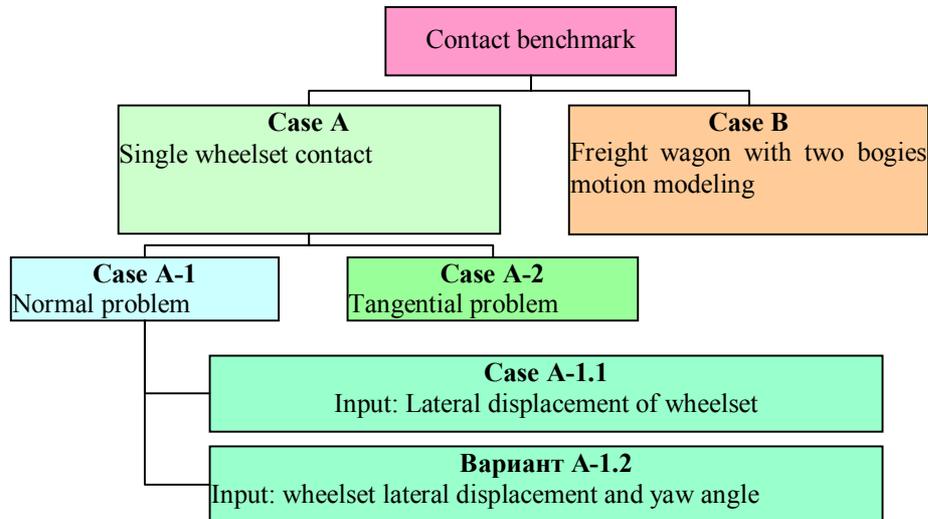


Fig. 1. Manchester Contact Benchmark structure

Table 1

A summary table of methods for solving normal and tangential problems of participated software packages.

Software	Country	Normal problem solving method	Tangential problem solving method
CONPOL	Italy	Hertz theory	Kalker's FASTSIM
CONTACT PC92	China	Initial gap calculation, module of non-hertzian Kalker CONTACT program	Kalker's CONTACT modification
DYNARAIL	USA	Hertz theory and non – hertzian contact	Kalker's USETAB
GENSYS	Sweden	Equivalent contact ellipses	Kalker's FASTSIM
LaGer	Slovakia	Kalker's CONTACT	Kalker's CONTACT
OCREC	France	Non-hertzian	Kalker's FASTSIM modification
NUCARS	USA	Non-hertzian	Look – up tables, calculated with the use of Kalker's DUVOROL
TDS CONTACT	Italy	Hertz theory	Kalker's FASTSIM
VAMPIRE	USA	Hertz theory	Kalker's look – up tables
VOCOLIN	France	Semihertzian	Kalker's FASTSIM modification

Case A. The tape- circle radius is 460 mm on 70 mm from flange outer side (fig. 2,a). The gauge width is 1435 mm, and is located 14 mm lower than horizontal plane, resting on the rail tops. The distance between flanges is 1360 mm. Vertical load is applied in the center of the wheelset axis and wheelset weight is included to the load. (fig.2,b). The rail inclination is 1:40 in all cases. Wheel and rail profiles (fig. 3) and load combinations are summarized in table 2.

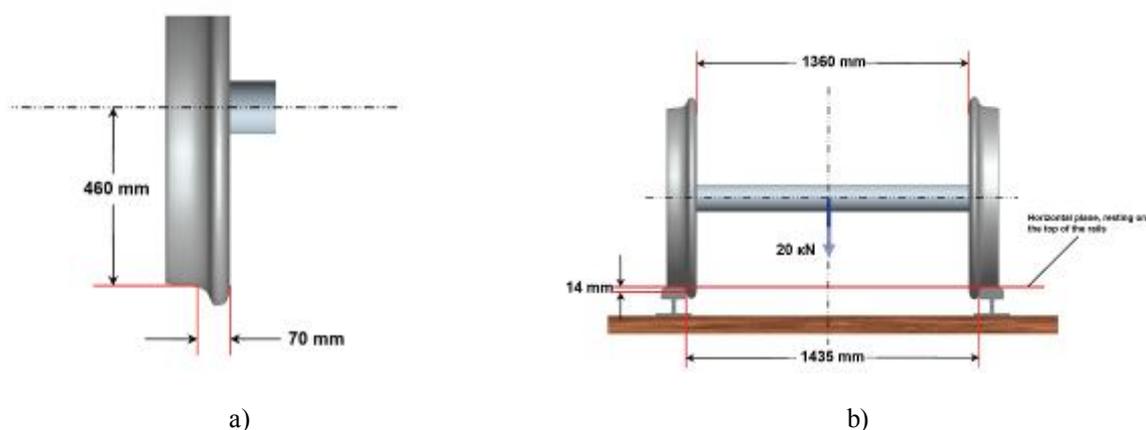


Рис.2 Tape – circle radius (a) and track, wheelset and vertical load (b).

Table 2.
Combination of wheel, rail and applied vertical load

№	Profile		Load, kN
	Wheel	Rail	
1.	New S1002	New UIC60	20
2.	New S1002	Mew UIC60	200
3.	Worn S1002	Worn UIC60	20
4.	Worn S1002	Worn UIC60	200

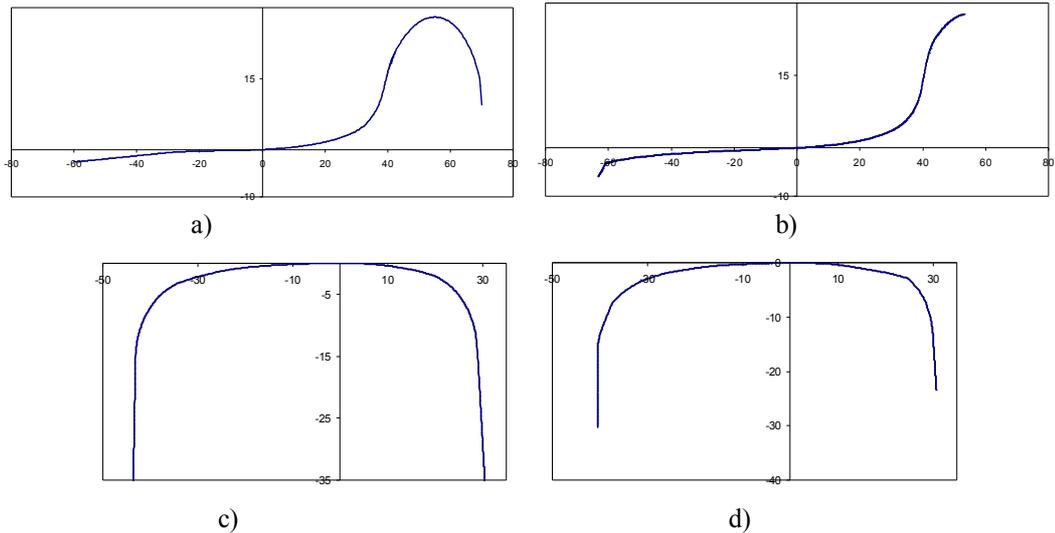


Fig.3. Wheel and rail profiles used in benchmark: (a) -new S1002; (b) - worn S1002; (c) - new UIC60; (d) - worn UIC60.

For Case A-1.1 wheelset lateral displacement varying from 0 до +10 mm with 0.5 mm increment. For case A-1.2 wheelset lateral displacement varying from 0 до +10 mm with 0.5 mm increment., and yaw angle increase from 0 to 24 mrad with 1.2 mrad increment. For every combination of wheel and rail profiles, vertical load, lateral displacement and yaw angle normal contact problems was solved (see output parameters in table 3).

Table 3.
Case A-1 output parameters

Parameter	Dimension units	Comments
Initial contact point position	mm	Initial contact point position for every lateral displacement and yaw angle values. Position must be specified in local wheel and rail coordinate systems.
Additional contact points position	mm	In case of two – point contact – position must be specified in local wheel and rail coordinate systems.
Contact angle	degrees	Is calculated on each contact point on both wheels
Rolling radiuses difference	mm	Is calculated as difference between left rolling radius and right rolling radius
Contact patch area	mm ²	
Contact patch form		If elliptical – semiaxis raio, in othe case – image
Normal pressure distribution	Pa	If elliptical – formula, in other case - image
Calculation time for 1000 launches	S	The time needed to receive data for every case
Computer specification		A brief description of hardware: CPU, RAM etc.

In paper [3] are provide results for cases A-1.1 и A-1.2 for new wheel and rail profiles and vertical load 20 kN. (fig. 5-8). On the figures for every software code has it's own line and marker type (see fig. 4). Reference profiles of wheel and rail are plotted with a solid line .

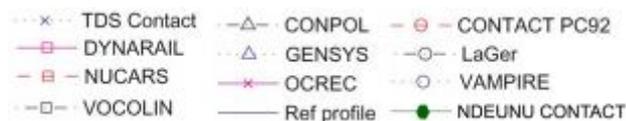


Fig. 4. Line and marker type, associated with particular program code

On fig.5 and fig. 6 the dependence of initial contact point location on the lateral displacement are shown. As it can be seen from figures, the maximal difference is 11,3 mm at 0 mm lateral displacement. So substantial difference can

have major influence in vehicle dynamics and wear simulation. At 5 mm lateral displacement NUCARS and OCREC detects two – point contact (first contact point at $y = -24$ mm, second contact point at $y = -34$ mm in right rail coordinate system), while other program codes detects single point contact at $y = -34$ mm.

On fig. 7 the dependence of rolling radiuses difference (RRD) on lateral displacement is shown. The figure shows that NUCARS calculates RRD, using the first detected contact point. With the second point chosen, the result would agree with other codes.

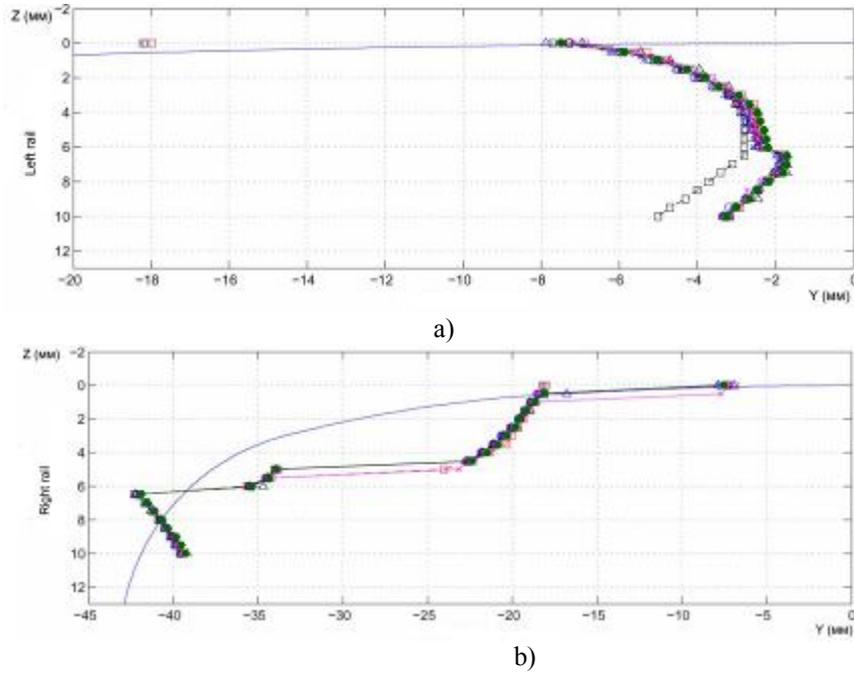


Fig.5. The dependence of initial contact points location on left (a) and right (b) rail

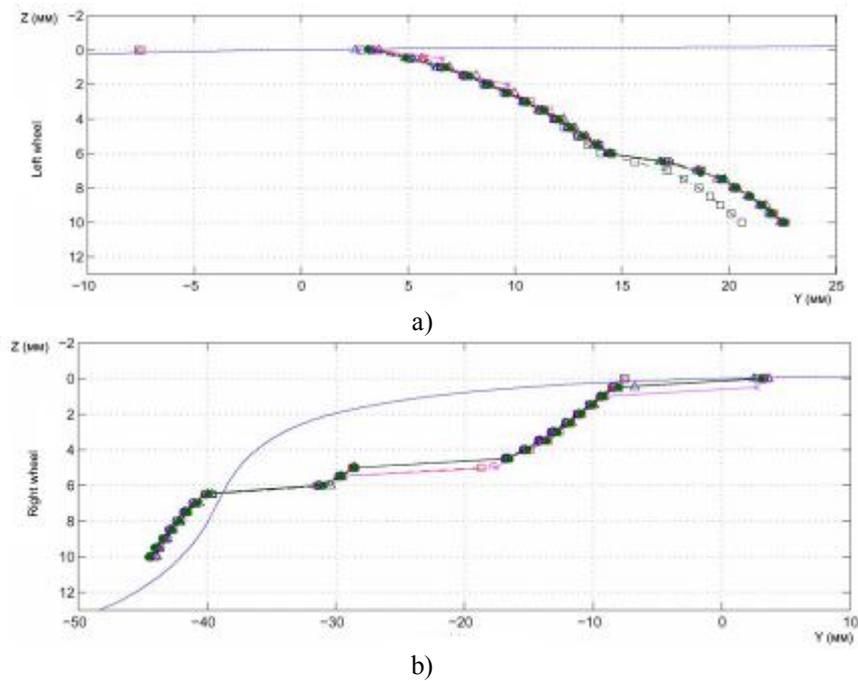


Fig.6. The dependence of initial contact points location on left (a) and right (b) wheel

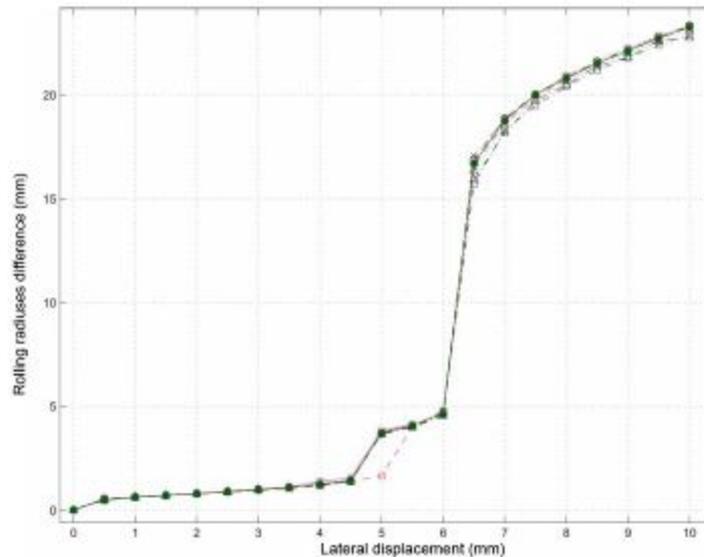


Fig.7. The dependence of RRD on lateral displacement

Two different trends can be seen in contact angle detection for left wheel – rail pair (fig. 8). Programs LaGer, CONTACT PC92 refer to one trend (fig.8). CONPOL, GENSYS, NUCARS, VAMPIRE, VDEUNU CONTACT to other. The possible reason for difference in trends, is that LaGer и CONTACT PC92 use for calculation coordinate systems, connected with wheelset, and not the track. VOCOLIN shows results, different from both trends. The reasons is the VOCOLIN do not take into account change of roll angle.

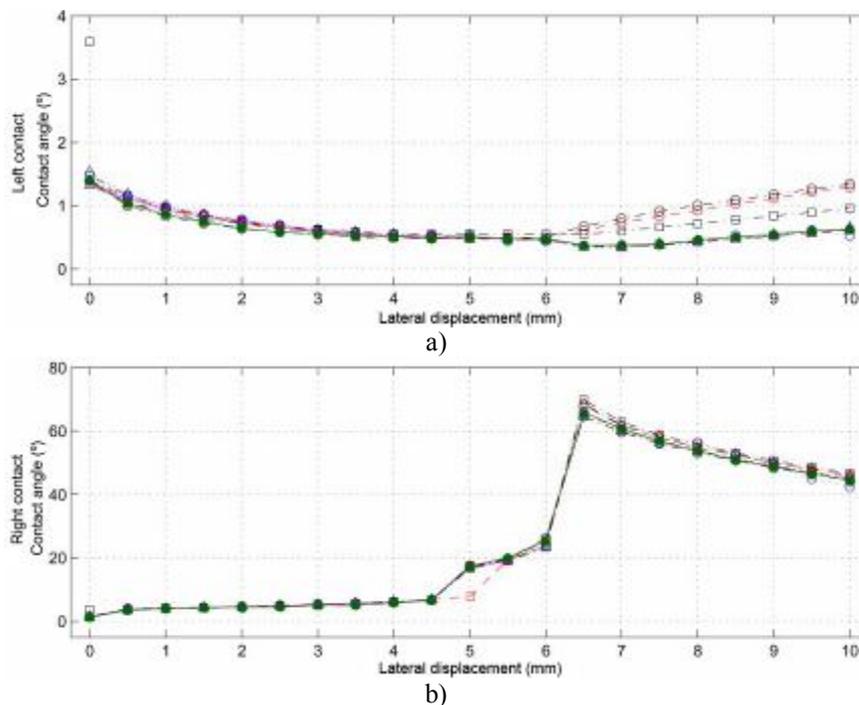


Fig.8. Contact angle for left (a) and right (b) wheel – rail pair

After analyzing the dependences, shown on fig.5-8, can be concluded that results from VDEUNU CONTACT have good agreement with the CONPOL, NUCARS и TDS CONTACT. The reason for that is the programs use near similar methods for initial contact points detection.

The size and form of contact patch are very important factors, influencing traction, wear and rolling contact fatigue. On fig. 9-10 are shown the dependence of contact patch area from lateral displacement. It can be seen, that before the flange clearance is exceeded, the results for all programs are near similar. Once the flange clearance is exceeded (lateral displacement more than 6 mm) the largest contact size is four times that of the smallest. (see. fig. 11). The reason for that can be the difference in contact points detection and methods of solving normal contact problem.

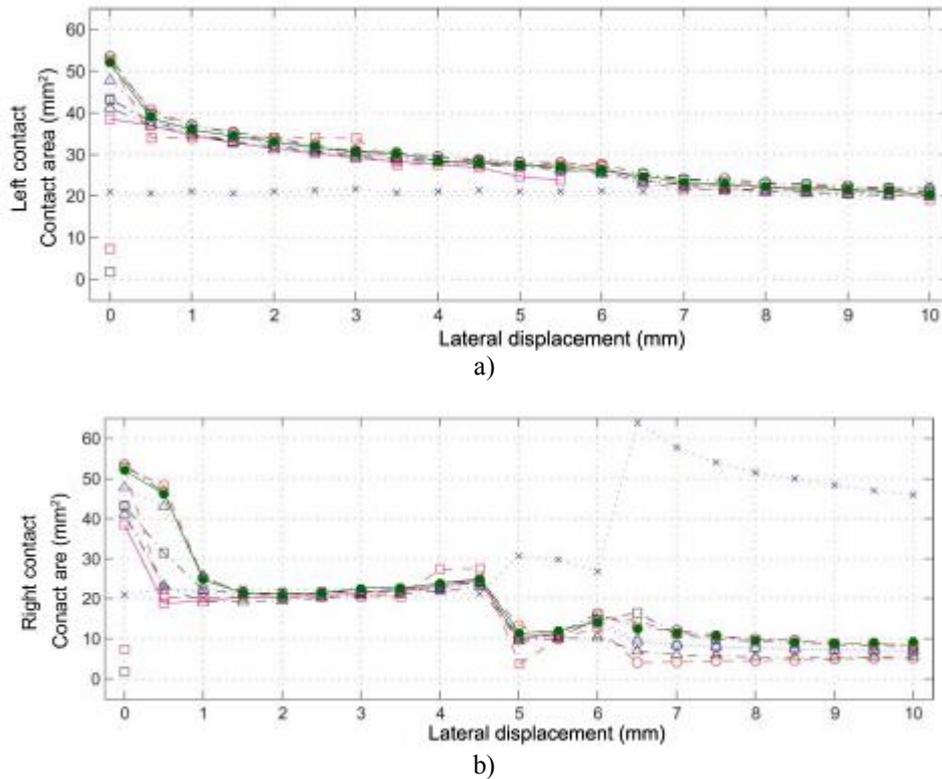


Fig. 9. The dependence of contact patch area on lateral displacement for left (a) and right (b) wheel – rail pairs .

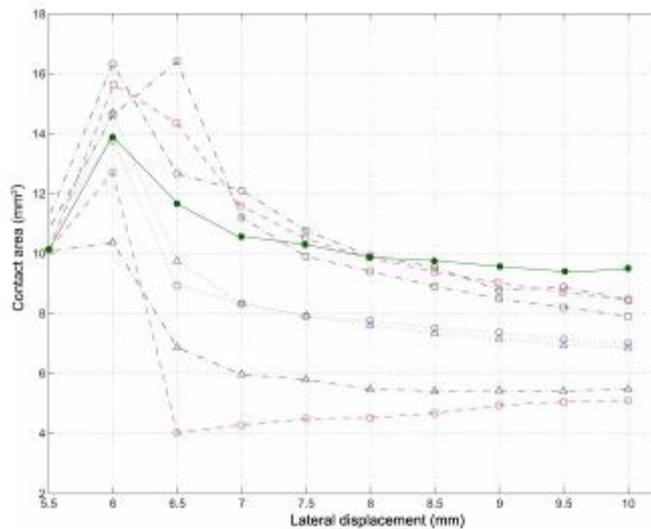


Fig. 10. The dependence of contact patch area on lateral displacement right wheel – rail pair (detail area).

On fig. 11 form and size of right wheel – rail pair are shown at 0 mm lateral displacement. As it can be seen from the pictures the difference from nonherzian and hertzian methods. That's why it makes sense to compare the results from VDEUNU CONTACT to experimental data using the results from [4,5].

The experimental set-up for ultrasonic detection of wheel- rail contact parameters is shown on fig. 12. It consists of focusing transducer, ultrasonic pulser – receiver (UPR), a digital oscilloscope, a control PC, a scanning table (automated with x, and y-stepper motors) and a load frame. Two wheel - rail pairs were used for experiments, the new ones and the worn profiles taken from heavily worn in service components. The profiles were digitized with MiniProf device (fig.13.). As shown in Fig. 12, the specimens were cut from actual wheel and rail sections. The rail specimen is fixed to the upper plate, and the wheel specimen to lower plate. The specimens are moving relatively to each other as in the real wheel – rail contact conditions. To fulfill this requirements a grid was marked on the lower plate, that was used to set up lateral displacement and yaw angle. The load frame consists of fixed upper plate and moving lower plate. The wheel and rail specimens are loaded with hydrocylinders, and focusing transducer is located above them in the reservoir filled with distilled water. The control signal is coming from PC, and UPR brings the focusing transducer to excitation. Then focusing transducer sends ultrasonic wave and gets the reflected signal from contact area. The sent and

reflected signals are then shown on the digital oscilloscope and stored in memory. After finishing the measurements in prescribed point, with the scanning table focusing transducer goes to the next point until the whole contact area is not scanned (in paper [4] 0,25 step was used in x and y directions).

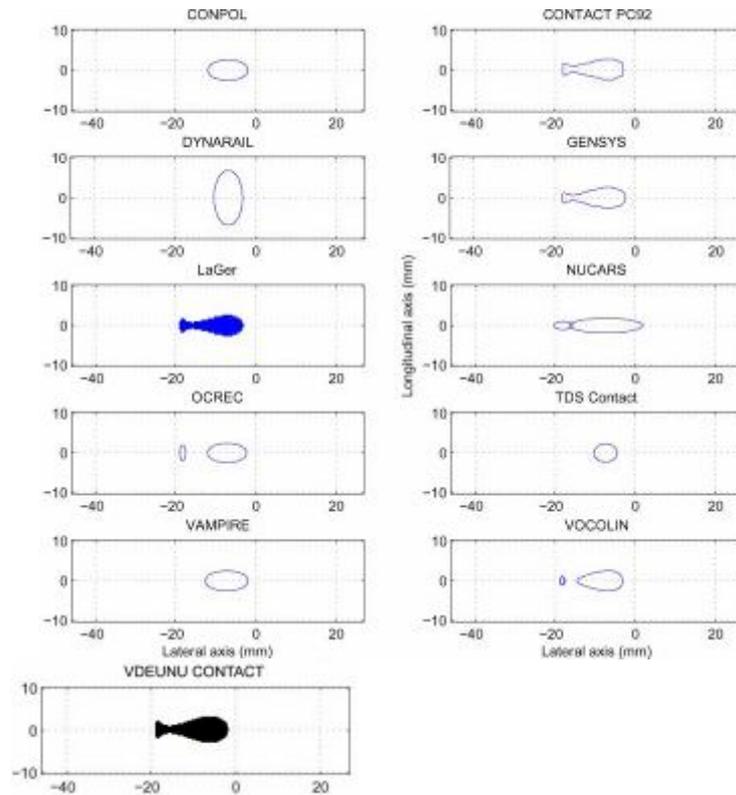


Fig. 12. The form and size of contact patch fro right wheel – rail pair at 0 mm lateral displacement

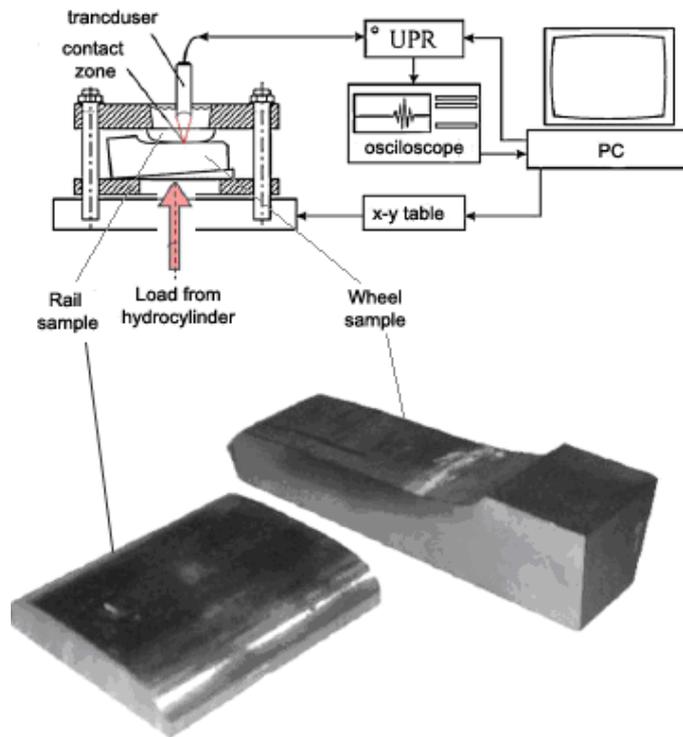


Fig.12. The ultrasonic set- up scheme [4]

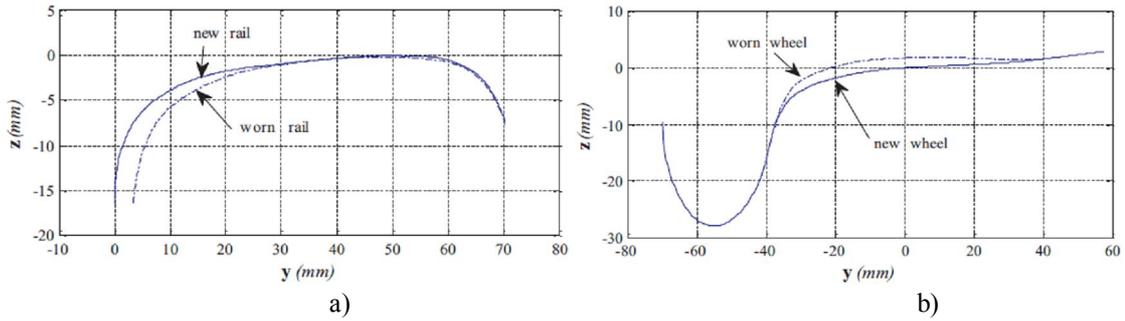


Fig.13. Rail (a) and wheel (b) profiles

On fig. 14 the contact pressure distribution for new and worn profiles is shown, measured with use of described set – up with 50 kN load and zero lateral displacements and yaw angle values. The discrete line on fig. 14 shows the contact patch boundary derived from VDEUNU CONTACT for the same geometrical and loading characteristics.

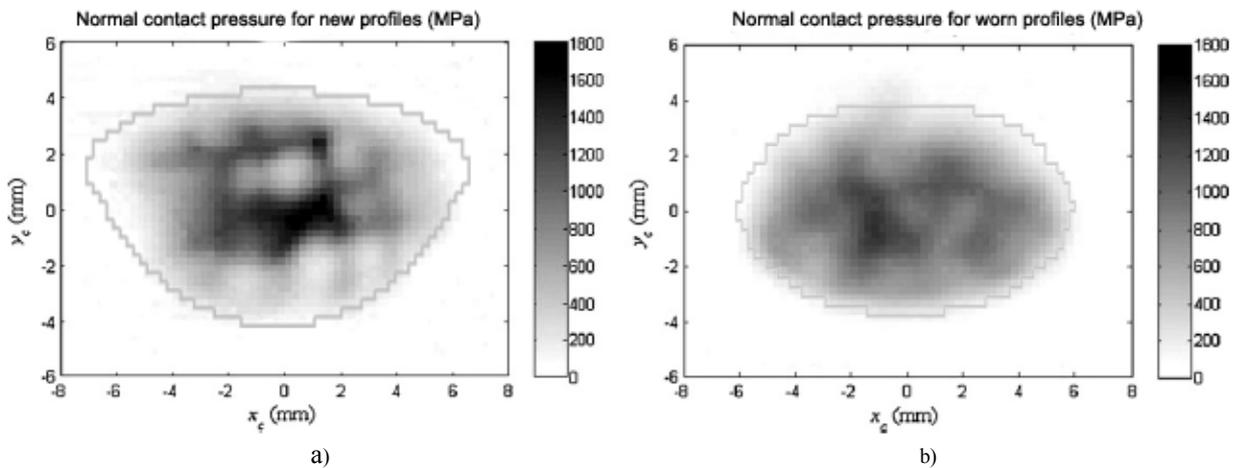


Рис. 14. Contact patches for new (a) and worn (b) profiles, measured and numerically calculated

In paper [5] with the same set – up two – point contact of worn profile is studied. On fig. 15 the experimental results are shown. The discrete line shows the contact patch boundary derived from VDEUNU CONTACT

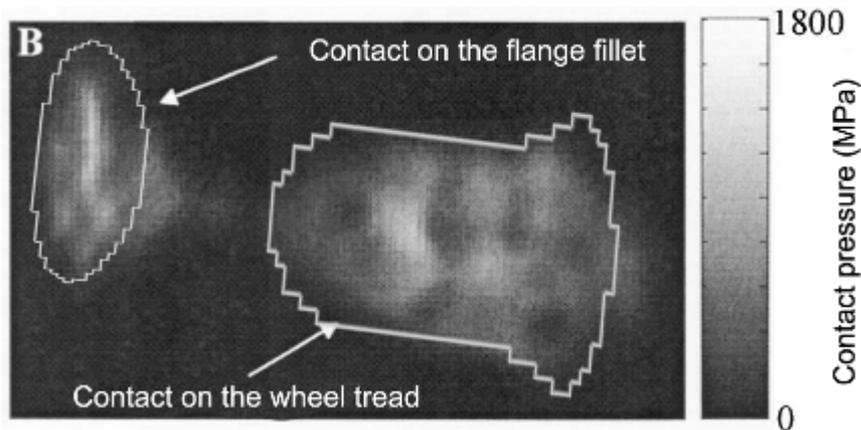


Fig. 15. Contact patches for two – point contact of worn wheel profile, measured and numerically calculated

As it can be seen from fig. 14 and fig. 15, numerical solution from VDEUNU CONTACT and experimental data from [4,5] has good agreement.

As it was mentioned earlier, that for case **A2** (tangential problem) of Manchester Contact Benchmark the creepages are input parameters, and for VDEUNU CONTACT they are output parameters. That's why case **A-2** study can't be performed.

The verification of VDEUNU CONTACT was performed by means of comparing creepage – friction coefficient curves, built with different methods. The most common contact models (FASTSIM (J. Kalker); ADH (O. Polach); T. Muller and D.Minov) were used as alternative to VDEUNU CONTACT.

The next initial conditions are accepted. Wheel and rail profiles are new according to State Standards. Lateral displacements and yaw angles are zero. Vehicle speed is 20 m/s. Wheel vertical load - 100 kN. Two frictional cases are studied. For the first case the friction coefficient is 0.38 (clean, dry surfaces), for the second case – 0.07 (surface, coated with grease). For VDEUNU CONTACT model corresponding experimental dependencies are used [6]. Modeling results are shown on fig.16.

For high friction coefficient values (fig.16, a), a critical creep value, calculated with VDEUNU CONTACT, ADH, Muller and Minov is 0.02...0.025, and there is no major differences in ascending branch (no more than 7%). The results of FASTSIM, coincides with others only at very small (near 0.001) creepages. The reason is that FASTSIM was developed at the base of Kalker's linear theory, the basic assumption of which is vanishingly small slip between wheel and rail. The falling friction branch with FASTSIM, ADH и Mullers models are absent.

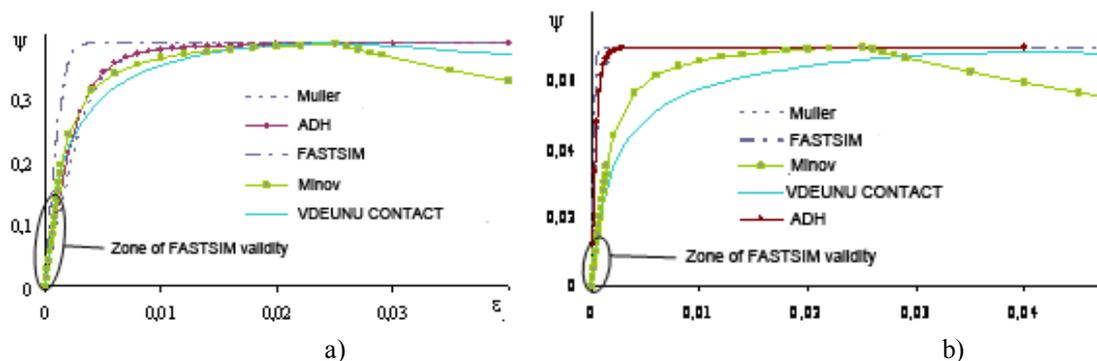


Рис.16. Creep – friction coefficients curves for different frictional conditions: (a) – clean, dry surfaces; (б) –surfaces coated with grease.

The experimental studies shows the under the bad frictional conditions the critical creep increasing [7]. On fig.16, b are shown creep – friction coefficients curves surfaces for coated with grease. As it can be seen from fig.16, b the critical creep, calculated with FASTSIM, ADH и Muller, as it can be predicted (see [1]), shifted to the zone of microcreep (up to 0.001), for Minov program is the same, and only for VDEUNU CONTACT increased to 0.04.

Taking into account so substantial difference in the modeling results, the questions arises about the ability of using VDEUNU CONTACT program for railway vehicle dynamics modeling. The verification was carried through the Manchester.

On the international symposium «Computer Simulation of Rail Vehicle Dynamics», that took place at Manchester Metropolitan University 23 and 24 June of 1997, were agreed the etalon benchmarks for railway vehicles dynamics simulation. The aim of benchmarks is to provide to researchers, studying railway vehicles dynamics, evaluate the compatibility of different software packages. The initial results, calculated in the most popular software packages, were shown at the special meeting on 15 December, 1997. There were some corrections in the vehicle and track models, and in the results presentation to avoid misconstrues. The full description of benchmarks initial data can be found in [8]. The etalon models were chosen to cover the most common vehicle and track models, that are used in vehicle dynamics simulation. Despite the both vehicle models are simplified, they compare examples of complex elements. The detailing level of models is chosen to provide every software developers to build the model. There is no restriction in the documents about exact models usage, including wheel – rail contact model.

For modeling the «Universal Mechanism» software was used. VDEUNU CONTACT model was integrated in Universal Mechanism as dynamic link library. As alternative to VDEUNU CONTACT FASTSIMA (FASTSIM modification) was used. The models of passenger car and freight car were used (fig.17).

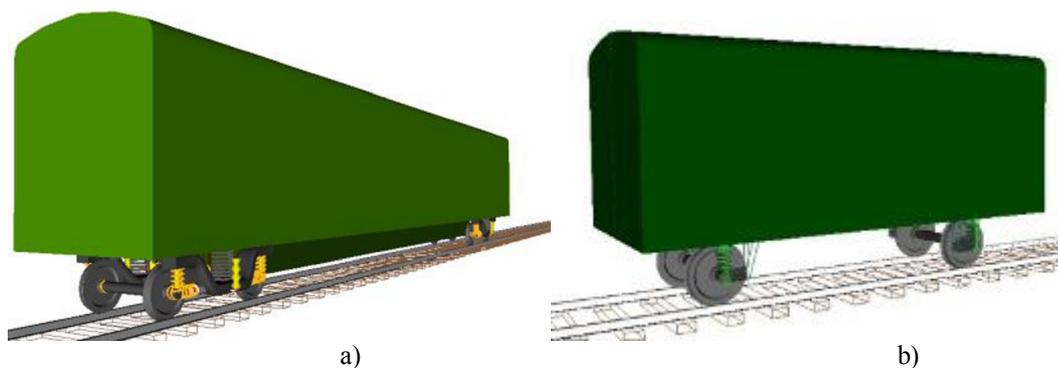


Fig.17. Passenger car (a) and freight car (b) models.

Four track models were used for simulation. Every variant has its own range of questions. Track model 1 is for the prediction of quasistatistical behavior on straight track and detection of derailment risk. Track model 2 - to study the

stability of wheelset movement. Track model 3 – modeling vehicle moving on irregularities. Track model 4 – managing the nonlinearity in vehicle suspension system. The track profile for every model, kinematical parameters, and the expected results can be found in [8].

The modeling results are shown on fig. 18 – 24. FASTSIMA results are shown with simple solid line, c VDEUNU CONTACT are shown with additional marker.

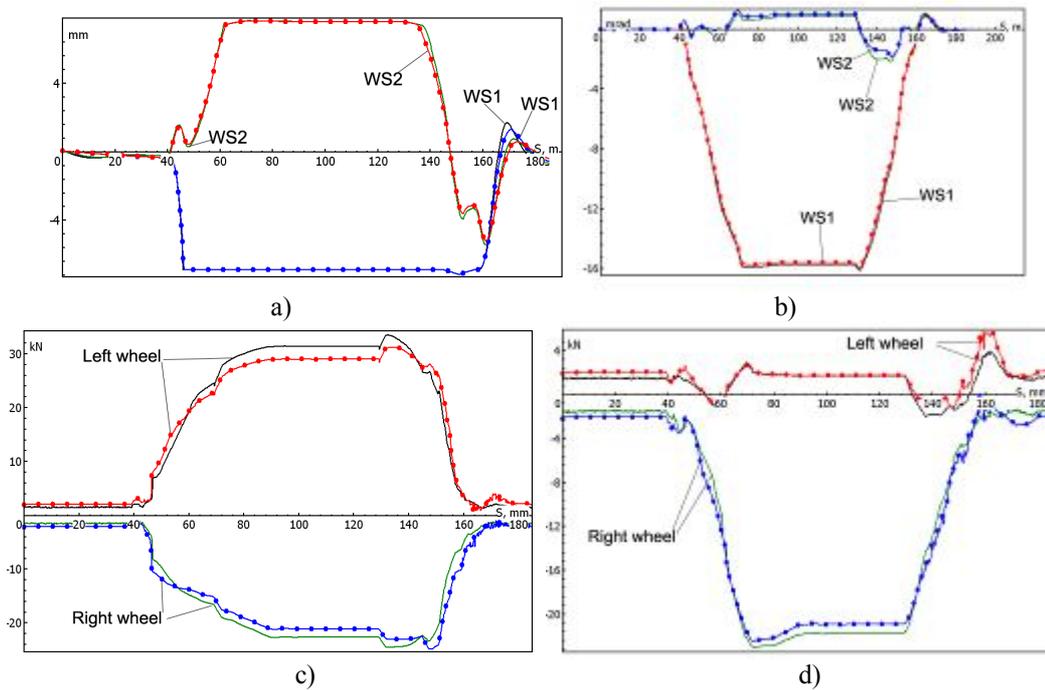


Fig. 18. Lateral displacements of first and second wheelset relatively to track (a), yaw angles of first and second wheelset (b), total lateral forces for first wheelset (c), total lateral forces for second wheelset (d) depending on passed distance for Vehicle1, track model 1.

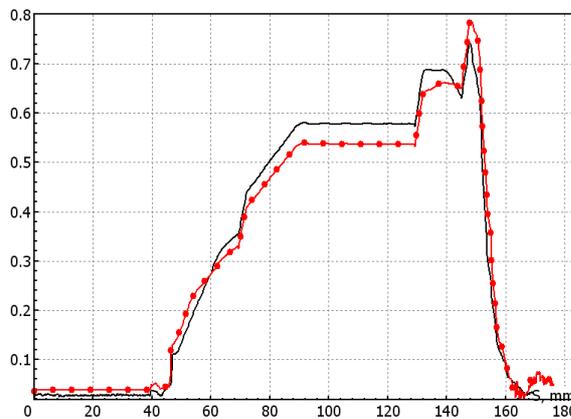


Fig. 19. The total lateral to total vertical forces relations for outer wheel of first wheelset dependence(safety criteria) on passed distance. Vehicle1, track model 1.

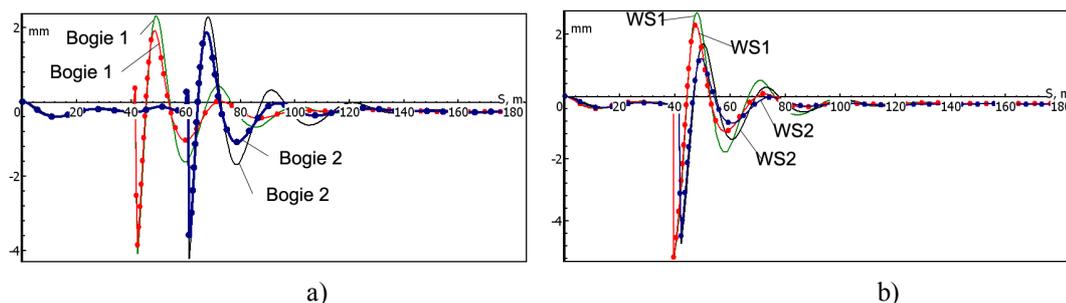


Fig. 20. The dependence of bogies lateral displacement (a) and lateral displacements of first and second wheelset (b) on passed distance. $v = 45 \text{ m/s}$, Vehicle1, track model 2.

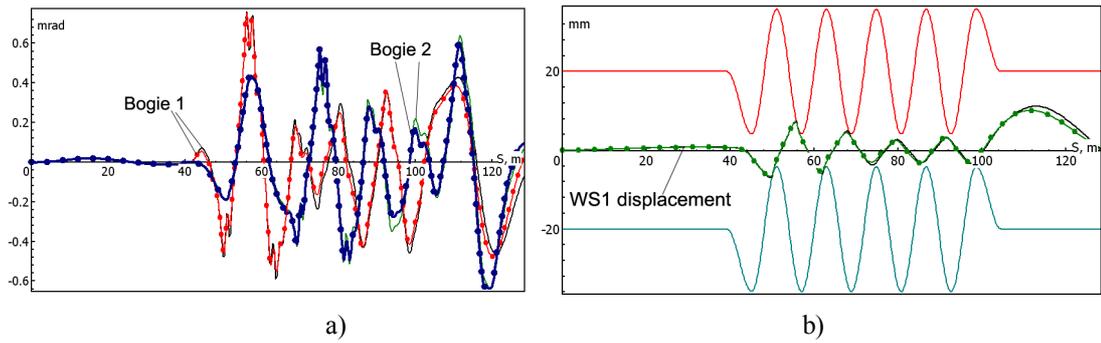


Fig. 21. The dependence of first and second bogie yaw angles (a) first wheelset lateral displacement (b) on passed distance . Vehicle1, track model 3.

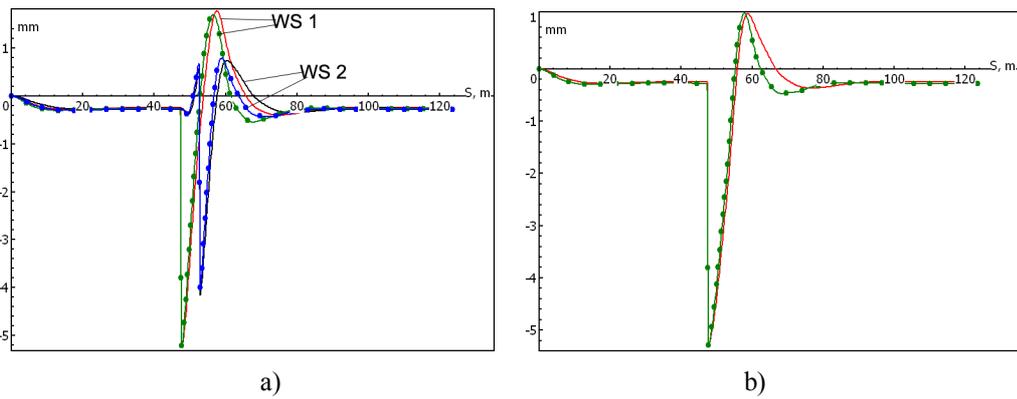


Fig. 22. The dependence of wheelsets lateral displacements (a) and vehicle body lateral displacement (b) on passed distance . Vehicle2, track model 2.

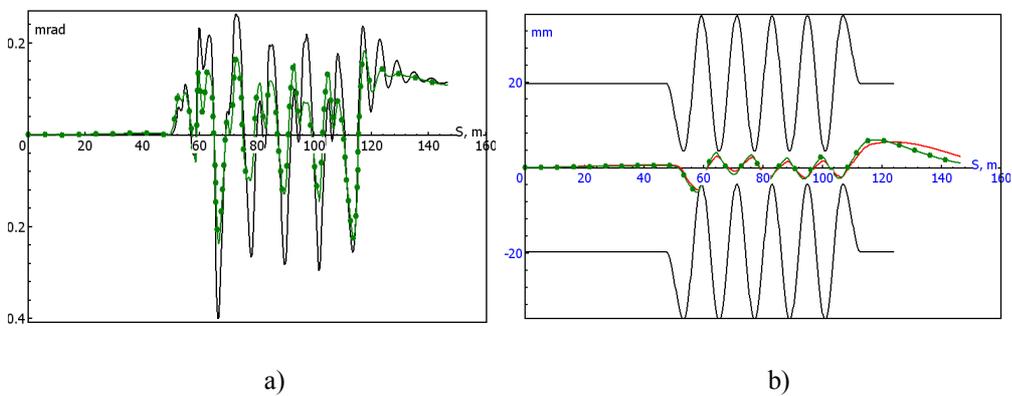


Fig. 23. The dependence of body roll angle(a) and lateral displacement of first wheelset (b) on passed distance . Vehicle2, track model 3..

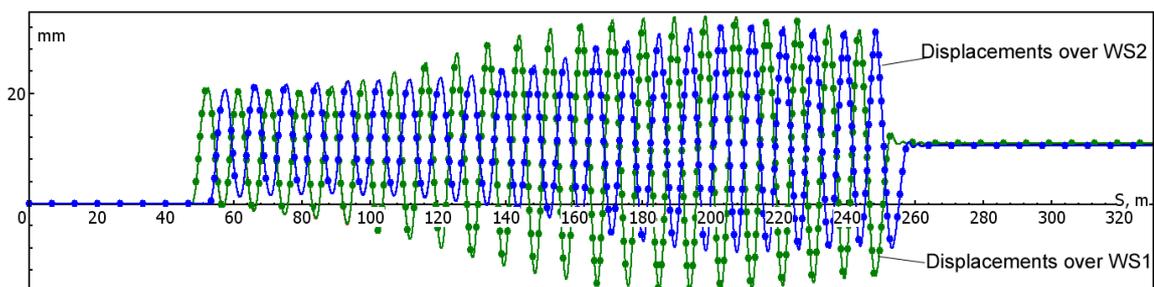


Fig. 24. The dependence of body vertical displacements on passed distance . Vehicle2, track model 4.

Conclusions. As it can be seen from fig.18-24 for all cases simulation results do not depend on the chosen contact model. It can be explained with two facts. First of all, the friction coefficient for Manchester dynamics benchmarks simulations is chosen to be 0.4. Secondly, the maximal stated creep value during simulations, was 0.005. In other words, the section, called “zone of FASTSIM validity” on fig. 16(a), was used on traction curve. In this zone there is no major difference which contact model is used. The influence of contact model used to be seen while modeling locomotive motion in traction regime.

References

1. Kostyukevich A. I. Obzor modelej frikcionnogo vzaimodejstvija koles s rel'sami [jelektronnyj resurs] / A. I. Kostyukevich, I. A. Tsyganovskiy // Naukovi visti Daliv'skogo universitetu : zb. nauk. prac'. – Lugans'k, 2012. – № 8. - Rezhim dostupu do zhurn. http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/Nvdu/2012_8/z12kaiksr.htm
2. Golubenko A. L. Model' frikcionnogo kontakta «koleso-rel's» / A. L. Golubenko, A. I. Kostyukevich, I. A. Tsyganovskiy // Visnik Shidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu im. V. Dalja. – 2012. - № 5 (176). – S. 7 – 12..
3. Shackleton P. Comparison of wheel–rail contact codes for railway vehicle simulation: an introduction to the Manchester Contact Benchmark and initial results. / Shackleton P. and Iwnicki S.D // Vehicle System Dynamics, vol.46(1), 2008, p. 129–149
4. Experimental and numerical modelling of wheel–rail contact and wear / [Rovira A., Roda A., Marshall M.B and oth.] //Wear 271 (2011), pp. 911– 924
5. Marshall M. B. Experimental Characterization of Wheel-Rail Contact Patch Evolution / Marshall M. B., Lewis R., Dwyer-Joyce R. S.// Journal of Tribology, 128(3), 2006, pp. 493-504
6. Jeksperimental'noe issledovanie harakteristik sčepnenija v kontakte «koleso-rel's» pri nalichii promezhutočnoj sredi/ A.I. Kostyukevich, I.A. Taran, M.V. Kovtanec, V.S. Nozhenko // «Avtomobile ta traktorobuduvannja». Visnik NTU ”HPI” , 56 '2011, S. 56-62.
7. Kostyukevich Aleksandr Ivanovich. Chislennaja i jeksperimental'naja identifikacija processa sčepnenija koles lokomotiva s rel'sami: diss. kand. tehn. nauk :05.22.07 / Kostyukevich Aleksandr Ivanovich - Lugansk, 1991. – 230 s.
8. Iwnicki S. Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation.// Vehicle System Dynamics, 30:3-4, 1998, p. 295-313

Kostyukevich A. is an Assistant Professor of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University Railway Transport Department .

Tsyganovskiy I. is a Graduate Student of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University Railway Transport Department .

Reviewer - Gorbunov N. is doctor of sciences, Professor of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University