



# **ВІСНИК**

**Східноукраїнського  
національного  
університету  
імені ВОЛОДИМИРА ДАДЯ**

---

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ**

**№8(78)  
ЧАСТИНА 1  
2004**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

# **В І С Н И К**

**Східноукраїнського  
національного університету  
імені Володимира Даля**

**№ 8(78)**

**Технічні науки  
Серія транспорт**

**1**

**Видавництво СНУ ім. В. Даля  
Луганськ - 2004**

Пожидаев В.Ф. Семикоз Р.А.	Формирование информационных потоков при решении задач повышения надежности транспортных систем	63
Фалендиш А.П.	Модель розрахунку надійності маневрового тепловозу	66
Сладковский А.	Особенности контактного взаимодействия колес и рельсов с различными профилями	70
Тескер Е.Н. Гурьев В.А. Тескер С.Е.	Новые высокоэффективные методы повышения надежности и долговечности высоконагруженных узлов и агрегатов рельсового транспорта	77
Маслиев В.Г. Якунин Д.И.	Особенности моделирования динамики перспективных локомотивов в кривых участках пути	82
Галай Э.И. Рудов П.К. Галай Е.Э.	Эффективность тормозных средств пассажирских поездов	88
Евтух Е.С. Неклюдова Г.А. Ольшевский А.А.	Математическое моделирование процесса прохождения железнодорожным колесом рельсового стыка	92
Кобищанов В.В. Азарченков А.А. Расин Д.Ю.	Методика расчета продольных соударений пассажирских вагонов	95
Павленко А.П. Осиновский О.Л.	Математическое моделирование динамических процессов в системе тягового привода тепловозов	99
Болдырев А.П. Кеглин Б.Г. Абрашин А.В.	Эффективность работы поглощающих аппаратов новых типов при низких температурах	106
Балон Л.В. Яицков И.А.	Результаты теоретических и экспериментальных исследований тормозных систем локомотивов	111
Петров А.С. Бурка М.Л. Полупан Ю.В. Нестеренко В.И.	Способ определения ресурса работы узла ходовой части железнодорожного транспортного средства на динамическом стенде	113
Боднарь Б.Е. Горобец В.Л. Грущак И.М.	Методы сравнительной оценки ресурса несущих конструкций подвижного состава	118

Сладковский А.

## **ОСОБЕННОСТИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ С РАЗЛИЧНЫМИ ПРОФИЛЯМИ**

В статье рассмотрены проблемы контактного взаимодействия колес и рельсов в эксплуатационных условиях. Определены распределения напряжений и деформаций в приконтактных областях взаимодействующих элементов. Проведено сравнение полученных распределений для железных дорог стран бывшего СССР и Польши.

Проблемы контактного взаимодействия колес и рельсов существуют на всех железных дорогах мира. Например, в работе [1] отмечалось, что для снижения интенсивности износа пары колесо – рельс в настоящее время эффективно используются следующие методики. Лубрикация колес и рельсов может быть эффективной только в случае прецизионного поступления смазывающего материала в гребневую зону контакта колеса и рельса. При нарушении этого условия эффективность методики может быть сомнительной и даже более, при неправильной регулировке устройств гребнесмазки, происходит загрязнение рабочих поверхностей рельсов, что снижает тяговые свойства локомотивов и приводит к необходимости использования песка, а в конечном счете увеличивает интенсивность изнашивания элементов пары трения. При этом, в частности, предлагается устройства гребнесмазки размещать не на локомотиве, а за ним, с тем, чтобы смазывались только колеса вагонов. К сожалению, при общей правильности рассуждений авторов работы [1] следует заметить, что наиболее интенсивному изнашиванию подвергаются именно колеса локомотивов, а предлагаемая методика не решает проблемы снижения износа указанных колес.

Другим направлением снижения интенсивности износа колес и рельсов являются работы по изменению механических свойств колесных и рельсовых сталей. При этом в последнее время наметилась тенденция к возрастанию твердости как одного, так и другого материала. При этом лидерами в гонке за твердость являются производители рельсовой стали, а технологам колес как в условиях производства, так и эксплуатации приходится выступать в качестве догоняющих. Этим обусловлены многочисленные работы по изменению химического состава колесных сталей и технологии их производства [2], применению плазменного [3] или индукционного [4] упрочнения поверхностей колес.

Общепризнанно, что отношение твердостей поверхности взаимодействующих колеса и рельса должно приближаться к 1:1 [5]. В то же время в этой же работе отмечалось, что «на российских железных дорогах уложены рельсы, твердость которых на поверхности головки 360 НВ, в то время как твердость колес на поверхности катания, примерно 270 НВ, многие десятилетия остается неизменной». Если следовать декларируемому принципу, повышая твердость колесной стали до 360 НВ и выше, то не приведет ли это к негативным последствиям? Известно, что повышение технологическими методами твердости приконтактных областей колес может способствовать появлению дефектов контактно – усталостного происхождения. Известно также, что указанные мероприятия снижают критическую интенсивность напряжений (показатель  $K_{IC}$ ) для сталей [6].

Еще одним направлением снижения интенсивности изнашивания являются различные новые решения, направленные на изменение конструкций тележек и их отдельных элементов. Среди таких решений следует отметить конструкции тележек с радиальной установкой колесных пар. Пионерскими работами в данном направлении были работы Г. Шеффеля [7]. В дальнейшем идея радиальной установки колесных пар была развита различными авторами [8-10], работы в

данном направлении проводятся и в России [11]. Указанное техническое решение способствует облегчению вписывания колесных пар в кривых участках пути. При радиальной установке колесной пары в кривой ее угол набегания приближается к нулю, что способствует уменьшению проскальзывания в гребневой зоне и, соответственно, снижает интенсивность износа в данной зоне.

Еще одним техническим решением является использование принципа дифференциального вращения колес одной колесной пары. Существуют различные технические решения данного вопроса. Это могут быть и составные оси с возможностью относительного вращения отдельных частей, и составные колеса, с возможностью прокручивания бандажа относительно колесного центра. Работы в данном направлении также ведутся в различных странах мира, в том числе и в России [12-14]. Эти разработки направлены на снижение относительного проскальзывания рабочих поверхностей колеса и рельса, причем как в кривых, так и прямых участках пути. Тем не менее на пути широкого внедрения разработок стоит как относительная техническая сложность их реализации, так и проблемы, связанные с динамикой движения экипажей, оснащенных такими колесными парами.

Отметим, что указанные выше конструкционные решения способствуют снижению интенсивности изнашивания элементов пары колесо – рельс в плане истирания. Другой же фактор износа, пластические деформации в гребневой зоне, устранить таким способом не удастся. Между тем такие деформации вносят существенный вклад в общую картину изнашивания колесных пар и рельсов. Для их устранения могут использоваться технические решения, направленные на модернизацию профилей взаимодействующих поверхностей колеса и рельса. Исследования, связанные с изменением профилей колес и рельсов проводятся в различных странах [15, 16]. К сожалению, наиболее часто в таких исследованиях отражается только один аспект контактного взаимодействия в паре колесо – рельс. Чаще всего рассматривается взаимодействие пути и подвижного состава при помощи различного программного обеспечения, моделирующего динамику подвижного состава с упрощенной моделью контактного взаимодействия (Калкер, Пиотровски). Соответствующие модули в настоящее время включены в большинство специализированных пакетов прикладных программ, таких как ADAMS/RAIL, Universal Mechanism, GENSYS и др. При этом аспекты, связанные с пластическим деформированием приконтактных областей колес под действием нагрузок, без чего создание новых профилей невозможно, остаются без внимания.

Данная работа является продолжением работ [17, 18], в которых для исследования контактного взаимодействия было предложено использовать метод конечных элементов (МКЭ). В этих работах была разработана методика, которая позволила исследовать напряженно – деформированное состояние приконтактной области колес и рельсов с учетом пластического деформирования и реальных профилей поверхности. Если в расчете использовать упрощенную (билинейную) диаграмму растяжения сталей, то в соответствии со стандартами [19, 20] механические характеристики сталей могут быть описаны диаграммой, приведенной на рис. 1.

Сравнение приведенных характеристик сталей с их аналогами, применяемыми в других странах, показывает, что существует общая тенденция для производства сталей, в соответствии с которой колесные стали по сравнению с рельсовыми имеют повышенный уровень относительного удлинения и меньший предел текучести. Для задания описанной модели в программе MSC.Visual NASTRAN for Windows помимо основных характеристик, необходимо еще задать модуль пластичности  $H$ . Он может быть определен при помощи формулы (1), в которой  $E$  - модуль упругости первого рода.

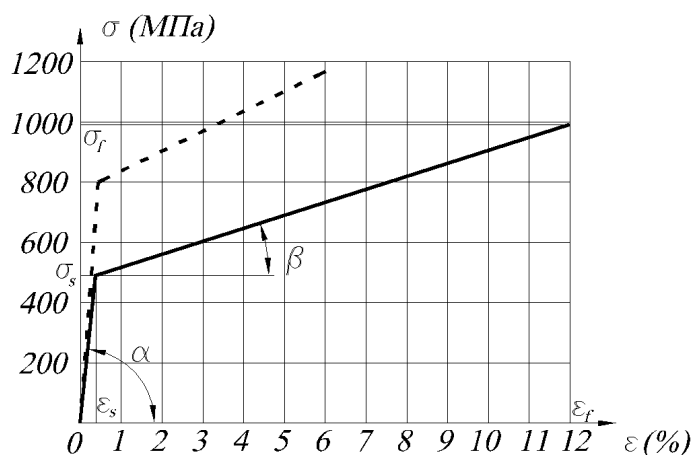


Рис. 1. Расчетные диаграммы  $\sigma - \varepsilon$  для колесной и рельсовой стали стран СНГ; сплошная линия – колесная сталь по [19]; пунктир – рельсовая сталь в соответствии с [20]

$$H = \frac{E_T}{1 - \frac{E_T}{E}}, \quad (1)$$

где используется тангенциальный модуль (модуль упрочнения)  $E_T$ . Он представляет собою тангенс угла наклона кривой  $\sigma - \varepsilon$  на участке упрочнения. На рис. 1 для модели колесной стали показаны обозначения, из которых  $E_T = \tan \beta$ . Для его нахождения можно воспользоваться формулой

$$E_T = \frac{\sigma_f - \sigma_s}{\varepsilon_f - \varepsilon_s}, \quad (2)$$

Для того, чтобы воспользоваться последней формулой, выберем предел прочности колесной стали, как среднюю величину из приведенных в стандарте [19], т.е.  $\sigma_f = 980$  МПа. Относительное удлинение  $\varepsilon_f$  также задано в стандарте и равно 12% или 0,12. Для нахождения упругой деформации  $\varepsilon_s$  воспользуемся линейной ее характеристикой на упругом участке, т.е.  $\varepsilon_s = \sigma_s / E$ . В результате находим модуль пластичности колесной стали  $H = 4,16 \times 10^9$  Па. Аналогично определяется модуль пластичности рельсовой стали [20],  $H = 7,02 \times 10^9$  Па.

Не будем останавливаться на методике задания КЭ сеток взаимодействующих тел, что было достаточно подробно описано в работах [17, 18]. Отметим только, что профили поверхностей взаимодействующих колеса и рельса могут быть заданы не только при помощи чертежей, но и сканированы в реальных эксплуатационных условиях. Для этого используются лазерные профилографы производства фирмы P.T.U GRAW (Гливице, Польша). В частности, профилограф типа А-В для сканирования профилей колес (его комплектация показана на рис. 2), и профилограф РХУ для рельсов и стрелочных переводов. Считанная информация может быть представлена в виде графического файла в одном их форматов AutoCAD, который в дальнейшем легко может быть импортирован в ПО, реализующее МКЭ, и использован для подготовки графической модели взаимодействующих тел.

Достаточно существенным вопросом моделирования является проблема величины осевой нагрузки, действующей на колесную пару. Для разных стран величина такой нагрузки различна, причем очевидно, что она различна и для разных видов подвижного состава. Прежде всего осевая нагрузка зависит от возможной скорости движения экипажа. Более того, для одного и того же вагона в зависимости от его загрузки, скорость может и должна быть различной. Напри-

мер, современный четырехосный полувагон типа 423W серии Eanos, предназначенный для перевозки массовых грузов (руда, песок, уголь и пр.) производства фабрики вагонов Гневчина С.А. (Польша) рассчитан на движение со скоростью до 120 км/ч при нагрузке на ось 14,4 тонны. В то время как при нагрузке на ось 22,5 тонны (максимальной) допустимая скорость составляет только 100 км/ч. Его аналогом на железных дорогах стран СНГ является четырехосный полувагон модели 12-132 производства ГУП ПО «Уралвагонзавод». В соответствии с техническими характеристиками производителя этот вагон рассчитан на эксплуатацию до максимальной скорости 120 км/ч. При этом его осевая нагрузка составляет 230,3 кН.



Рис. 2. Комплектация лазерного профилографа типа А-В

Рассмотрим взаимодействие колеса и рельса для стандартных колес и рельсов с новыми профилями поверхностей на железных дорогах стран бывшего СССР и Польши (здесь и далее будем называть эти пары колесо – рельс, соответственно, первой и второй). Будем рассматривать центральное расположение колесной пары относительно рельсовой колеи, при этом возьмем максимальные статические нагрузки, действующие на колесо грузового вагона с учетом приведенных выше осевых нагрузок.

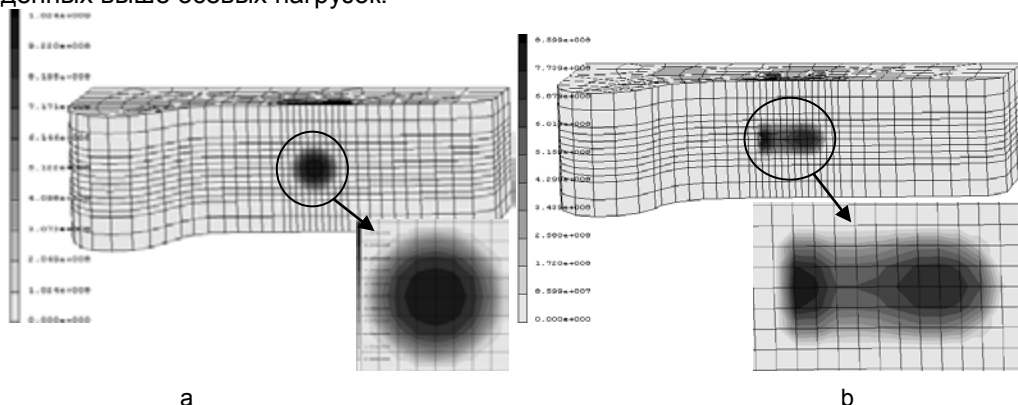


Рис. 3. Сравнение распределений контактных напряжений для центрального расположения колесной пары грузового вагона на железных дорогах стран бывшего СССР (а) и Польши (b)

Сравнение полученных расчетных данных позволяет утверждать, что если для первой пары колесо – рельс распределение контактных напряжений приближается к герцевскому, то во втором случае теория Герца была бы неприме-

нима. Соответственно, в первом случае форма пятна контакта близка к эллиптической с малым эксцентриситетом. Во втором случае контакт имеет седлообразную характеристику с двумя локальными минимумами. Максимальные нормальные контактные напряжения в первом случае достигают величины 1024 МПа и локализованы в центре контактной зоны. Во втором случае максимальные контактные напряжения сравнительно меньше и равны 860 МПа.

Анализ распределений эквивалентных пластических деформаций в сечениях рассматриваемых пар (на рис. 4 в качестве примера приведено распределение для первой пары) показывает, что пластические деформации в колесе возникают даже при нагружении максимальной статической силой, не говоря уже о динамических нагружениях. При этом в рельсе такие деформации появляются только при динамическом возрастании нагрузки, что обусловлено различиями в механических свойствах колесной и рельсовой стали (рис. 1).

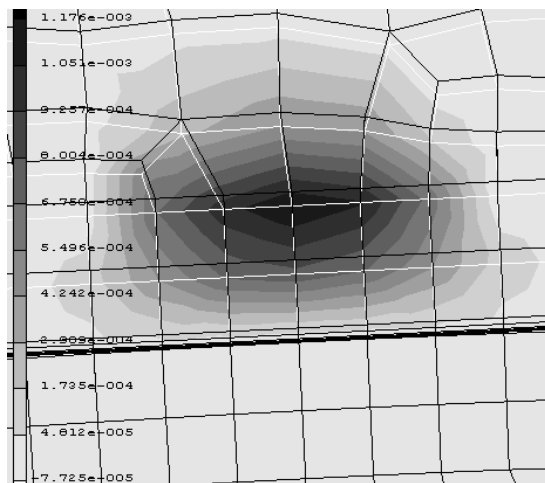


Рис. 4. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечениях первой рассматриваемой пары колесо и рельс

Анализ эквивалентных пластических деформаций для второй рассматриваемой колесной пары приведен на рис. 5. Из показанного распределения видно, пластические деформации в рельсе при такой нагрузке не возникают. Тем не менее присутствует отличие, связанное с тем, что максимальная зона пластических деформаций расположена не под поверхностью колеса, а находится непосредственно на поверхности. При этом максимум находится не по центру контактной зоны, а смещен влево. Т.е. высокий градиент контактных напряжений в данном месте, что видно на рисунке 3b, приводит к возникновению пластических деформаций именно в данном месте. Тем не менее, сравнивая уровень пластических деформаций с ранее рассмотренной контактной парой, можно утверждать, что для данного положения не только уровень контактных напряжений меньше, но и уровень пластических деформаций существенно, в 1,62 раза, меньше.

Если оценивать взаимодействующие профили только с позиции уменьшения контактных напряжений или пластических деформаций для рассмотренных положений, то следовало бы сделать вывод о том, контактные пары колесо – рельс, применяющиеся на железных дорогах РКР, имеют в сравнении с аналогичными колесными парами стран бывшего СССР существенное преимущество. Однако такой факт справедлив далеко не всегда. Колесная пара помимо качения совершает поперечные движения относительно рельсовой колеи. В этом случае изменяется относительное положение контактирующих профилей колеса и рельса, изменяется расположение контактных зон и распределение напряжений. Это относится к любым профилям взаимодействующих тел. В частности, при попе-



речном смещении колесной пары изменяется начальная точка контакта, изменяется относительное положение главного вектора контактных сил, иначе деформируется дисковая область колеса, соответственно, изменяется угол наклона контактной поверхности колеса и происходит перераспределение контактных зон.

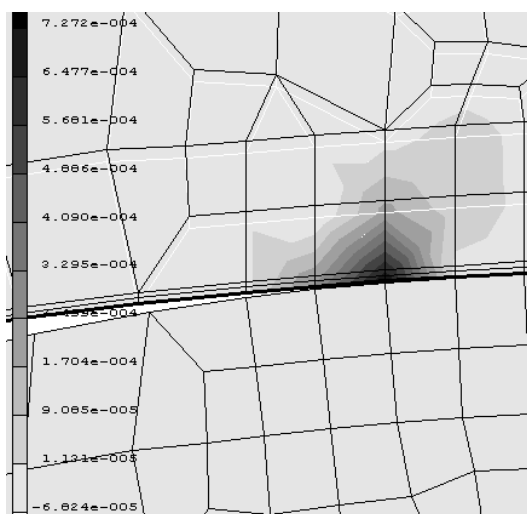


Рис. 5. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечениях второй рассматриваемой пары колесо и рельс

Тем не менее в наибольшей степени изменение условий контактного взаимодействия связано с самими профилями колеса и рельса. Для небольших поперечных смещений нового колеса, использующегося на дорогах бывшего СССР, изменения контактных напряжений практически не происходит. Контактная пара колесо – рельс, использующаяся на железных дорогах РКР имеет другую динамику изменения контактных зон. Центральное расположение колесной пары, рассмотренное на рис. 3б приводит к седлообразному контакту, который при даже небольших смещениях колесной пары во внутреннюю или наружную сторону колеи изменяется. Причем чем далее перемещается колесная пара от центрального положения, тем более контактная зона становится близка к эллипсу, а соответственно, распределение контактных напряжений стремится к распределению Герца. При этом существенно возрастают контактные напряжения, этим же обусловлен рост пластических деформаций. Таким образом, рассмотренное выше преимущество второй колесной пары теряется.

В заключение следует отметить, что проведено было большое количество численных расчетов для различных положений колес и рельсов, а также их профилей, как новых, так и изношенных. В наибольшей степени преимущество профилей, использующихся на железных дорогах РКР, проявилось при гребневом контакте. Указанные факты будут описаны в следующих статьях. Следует отметить также опасную тенденцию, которая наметилась в последнее время в научно-исследовательских и проектных организациях железнодорожного транспорта. Это стремление к повышению осевой нагрузки на колесную пару для новых видов подвижного состава. С учетом описанных выше пластических деформаций, такая тенденция ничем не оправдана.

Исследования проводились в рамках научно-исследовательской работы 5 Т12С 052 23.

#### Список литературы

1. Sawley R., Reiff R. Продление срока службы рельсов и колес. – Железные дороги мира. – 2000. - №9. (Railway Age, 1999, N 6, p. 44, 46, 48, 49)

2. Poschmann I., Heermant C. Новые марки колесной стали. – Железные дороги мира. – 2004. - №1. (Eisenbahningenieur, 2002, № 8, S. 47 – 51)
3. Petrov S.V., Saakov A.G. Plasma High-Speed Surface Hardening of Wheelsets // Proceedings 6th International Conference on Contact mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Gothenburg: CHARMEC, 2003.- V. 2. – P. 553 – 557.
4. Повышение работоспособности колес рельсового транспорта при ремонте технологическими методами / И.А. Иванов, С.В. Урушев, М. Ситаж, А.М. Будюкин. – СПб: ПГУПС, 1995. – 124 с.
5. Цюренко В.Н. Почему выходят из строя колесные пары? - Евразия Вести. – 2002. - №12.
6. Kern F. et al. Стали для рельсов высокоскоростных линий. – Железные дороги мира. – 2000. - №8. (Eisenbahningenieur, 1998, N 8, S.12-16.)
7. Scheffel H. Railway truck. – Pat. 4067262 US, 105/168. – 10.01.78. – 9 p.
8. Jackson K.L. Radial axle railway truck. – Pat. 4428301 US, 105/168. – 31.01.84. – 22 p.
9. Kobayashi H., etc. Новая тележка для дизель-поездов железных дорог Японии. – Железные дороги мира. – 2000. - №1. (Quarterly Report of RTRI, 2000, № 1, P. 16 – 20)
10. Schaller H.D., etc. Arrangement of radial bogie. – Pat. 20030230213 US, 105/168. – 18.12.03. – 8 p.
11. Kossov V.S., Zagorski M.V., Mikchaltchenko G.S., Simonov V.A. The Assessment of Some Constructive and Technological Solutions Directed to Decreasing the Locomotive Wheel Flange Wear // Mechanics and Tribology of Transport Systems: Book of Reports of International Congress „Mechtribotrans – 2003”. – Rostov-on-Don: Rostov State Transport University, 2003. – Book 1. – P. 365 – 368.
12. Wolfram N.E., Skalski F.T. Differential axle for railroad car. – Pat. 4575145 US, 295/37. – 11.03.86. – 4 p.
13. Blasingame T.W., Hord R.E. Differential action railroad car wheelset. – Pat. 6048015 US, 295/44. – 11.04.00. – 10 p.
14. Goryacheva I.G., Vinnik L.V. Analysis of Characteristics in Rim – Hub Contact of the Wheel with Differential Rotation // Proceedings 6th International Conference on Contact mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Gothenburg: CHARMEC, 2003.- V. 1. – P. 243 – 248.
15. Magel E.E. Optimizing wheel, rail profiles. - Railway Track & Structures. - July 1999.
16. Shevtsov I.Y., Markine V.L., Esveld C. Optimal Design of Wheel Profile for Railway Vehicles // Proceedings 6th International Conference on Contact mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Gothenburg: CHARMEC, 2003.- V. 1. – P. 231 – 236.
17. Сладковский А., Ситаж М., Сладковская О. Исследование пластического деформирования контактирующих поверхностей колеса и рельса. – Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2003. – №10 (68) ч.1. – С. 121 – 126.
18. Сладковский А. К вопросу контактного взаимодействия колес и рельсов // Сборник научных трудов НГУ. – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2004. - №19, т. 4. – С. 91 – 99.
19. ГОСТ 10791-89. Колеса цельнокатаные. Технические условия. – М: Изд-во стандартов, 1989. – 10 с.
20. ГОСТ 18267-82. Рельсы железнодорожные типов Р50, Р65 и Р75 широкой колеи, термообработанные путем объемной закалки в масле. Технические условия. – М: Изд-во стандартов, 1986. – 9 с.

## АННОТАЦИИ

В статье рассмотрены проблемы контактного взаимодействия колес и рельсов в эксплуатационных условиях. Определены распределения напряжений и деформаций в приконтактных областях взаимодействующих элементов. Проведено сравнение полученных распределений для железных дорог стран бывшего СССР и Польши.

The problems of the contact interaction of a wheels and a rails in exploration conditions are considered in the article. The distributions of stresses and deformations in the near contact areas of interacted elements are determined. The comparison of the received distributions for railways of the countries of the former USSR and Poland is carried out.

У статті розглянуті проблеми контактної взаємодії коліс і рейок в експлуатаційних умовах. Визначено розподіли напруг і деформацій в околиці контактних областей галузей взаємодіючих елементів. Проведено порівняння отриманих розподілів для залізниць країн колишнього колишній СРСР і Польщі.