

## ОБЪЕМНАЯ ПОВРЕЖДАЕМОСТЬ СИСТЕМЫ КОЛЕСО/РЕЛЬС С УЧЕТОМ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ И ИЗГИБА РЕЛЬСА

<sup>1</sup>Щербаков С. С., <sup>2</sup>Вэнь З., <sup>1</sup>Шемет Л. А., <sup>1</sup>Подгайская Д. А., <sup>1</sup>Кирик С.В.

<sup>1</sup>Белорусский государственный университет, Минск  
<sup>2</sup>Юго-западный университет Цзяотун, Чэнду

При исследовании напряженно-деформированного состояния системы колесо/рельс решались граничные задачи в трех основных постановках:

1) традиционная трибологическая постановка задачи заключается в определении локальных характеристик контактного взаимодействия колеса и рельса и соответствующего напряженно-деформированного состояния при действии на колесо контактной силы  $F_N$ , прижимающей колесо к рельсу, у которого перемещения основания  $S_u$  равны 0 (условие жесткой заделки);

2) модификация трибологической постановки задачи, заключающаяся в том, что нижняя поверхность рельса  $S_u$  принимается лежащей на упругом основании;

3) трибофатическая постановка задачи, учитывающая как локальное контактное взаимодействие колеса и рельса, лежащего на упругом основании, так и изгиб рельса другими колесами состава (см. рис. 1).

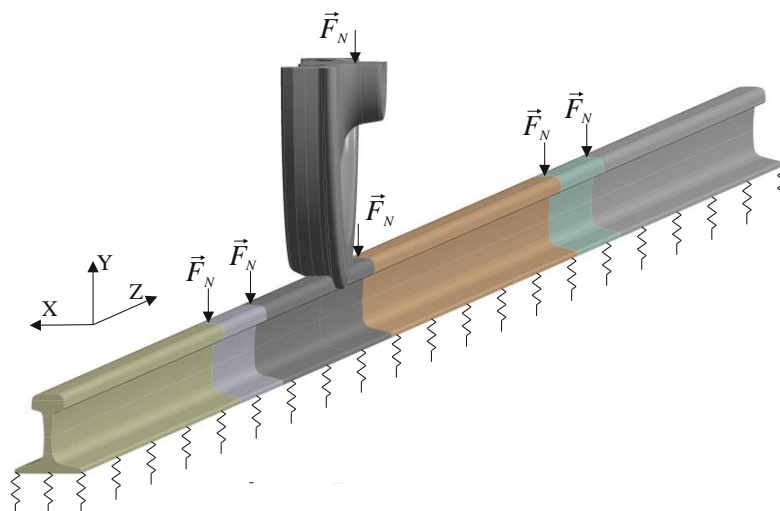


Рис. 1. Расчетная схема трибофатической задачи для условий контактного взаимодействия колеса и рельса, а также изгиба рельса составом

Для трибофатической постановки задачи граничные условия имеют вид:

$$\begin{aligned} \sigma_m|_S &= p(F_N, S), \quad \sigma_{nt}|_S = fp(F_N, S), \\ ku_n|_{S_u} &= r(S_u), \quad Q_l = F_N, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $Q$  – поперечные силы, моделирующие действие других колес поезда;  $l = x_1, \dots, x_n$  – точки приложения сил  $Q$ ;  $n$  – количество соседних колес, существенно влияющих на рассматриваемую пару колесо/рельс. Коэффициент постели  $k = 75$  МПа/м для винклеровского основания в расчетах был выбран характерным для щебня.

Вагоны принимались как равные по своим габаритам, но различные по нагрузке. Весь вес вагона распределялся равномерно на две двуосные тележки, следовательно, каждое колесо принимало на себя 1/8 часть общего веса вагона, далее нагрузки указаны уже с перерасчетом для одного колеса [1–5].

Для различных величин нагрузок, условий нагружения, материалов рельса и колеса (см. табл. 1–3) проведено исследование напряженно-деформированного состояния моделей системы колесо/рельс.

Таблица 1 – Механические характеристики материалов

Характеристики	Материалы	
	Сталь	Моника
Е, ГПа	200	165
Коэффициент Пуассона	0,3	0,3
Коэффициент трения	0,3	0,3

Таблица 2 – Используемые нагрузки с расшифровкой

Название	Нагрузка	Обозначение
Пустой товарный вагон	26,968 кН	FE
Пустой пассажирский вагон	73,550 кН	PE
Груженный пассажирский вагон	122,6 кН	PL
Груженный товарный вагон	147,0 кН	FL

Таблица 3 – Кодификация расчетов для модели с длинным отрезком рельса на упругом основании

Пары материалов	Тип вагона			
	Товарный пустой	Товарный груженный	Пассажирский пустой	Пассажирский груженный
Стальное колесо – стальной рельс	EL SS FE	EL SS FL	EL SS PE	EL SS PL
Колесо из Моника – стальной рельс	EL IS FE	EL IS FL	EL IS PE	EL IS PL
Стальное колесо – рельс из Моника	EL SI FE	EL SI FL	EL SI PE	EL SI PL
Колесо из Моника – рельс из Моника	EL II FE	EL II FL	EL II PE	EL II PL

В результате моделирования были получены распределения напряжений в области контакта. На рис. 2, 3 и табл. 4 представлены полученные результаты. При сравнении моделей из различных пар материалов с парами сталь-сталь видно, что закономерности по убыванию максимальных величин эквивалентных напряжений в области контактного взаимодействия сохраняются для всех расчетов и для всех пар материалов системы в следующем порядке: стальное колесо – стальной рельс, колесо из Моника – стальной рельс, стальное колесо – рельс из Моника и колесо из Моника – рельс из Моника соответственно.

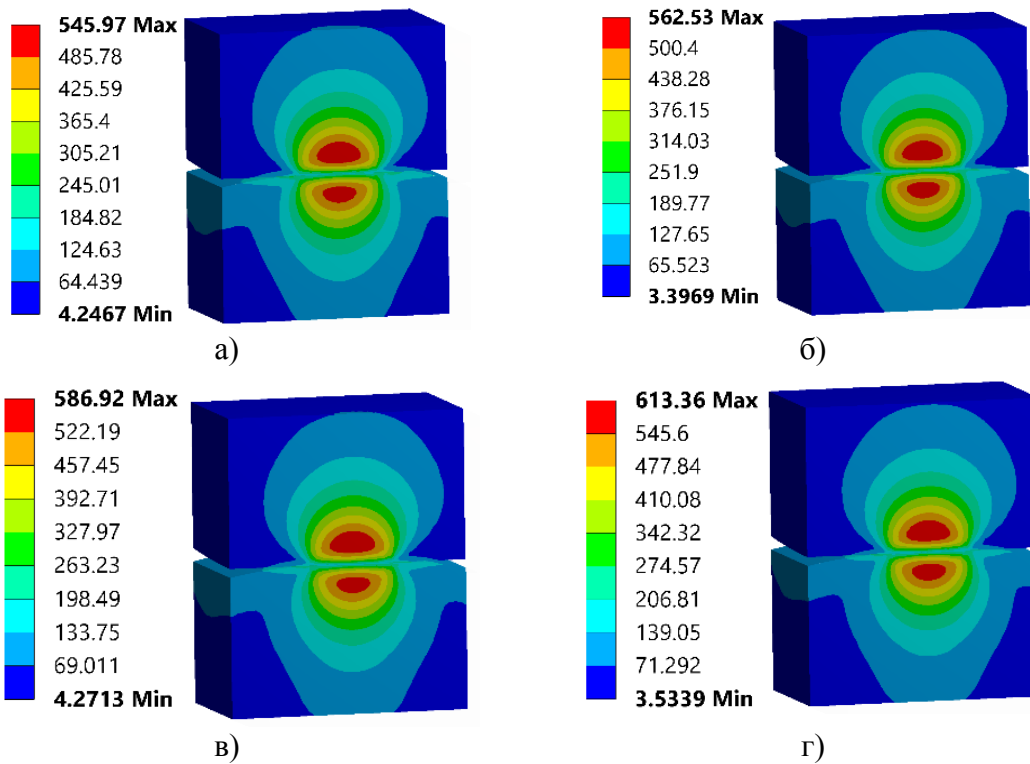


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений  $\sigma_{int}$  в области контакта при субмоделировании в расчетах: а) EL II PL; б) EL SI PL; в) EL IS PL; г) EL SS PL

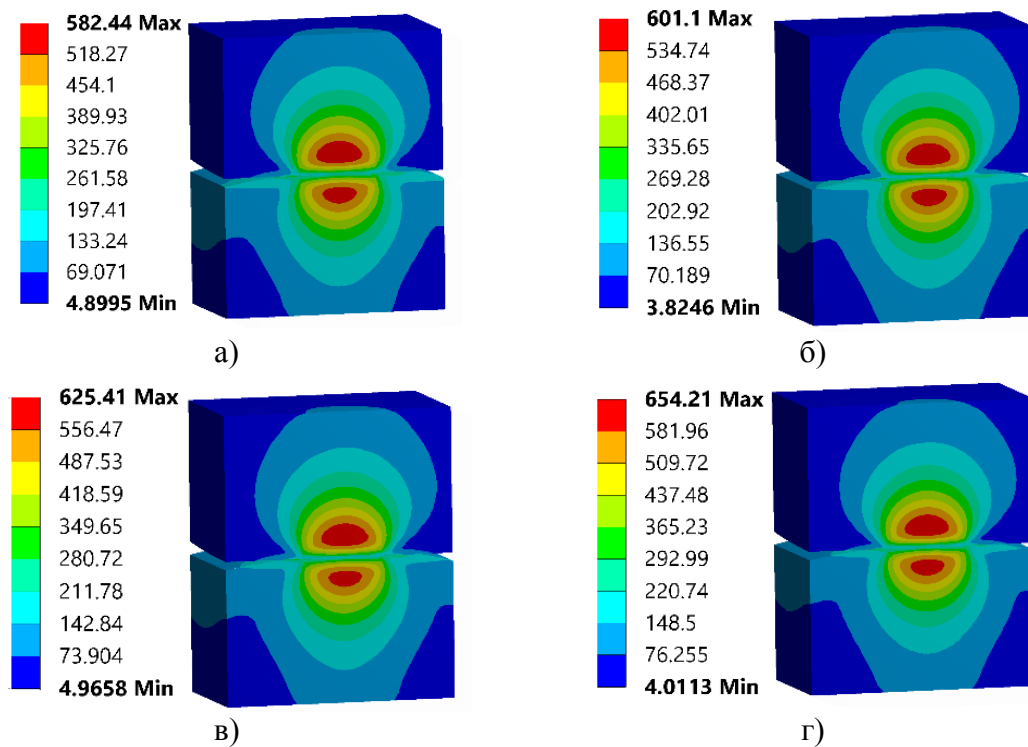


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений  $\sigma_{int}$  в области контакта при субмоделировании в расчетах: а) EL II FL; б) EL SI FL; в) EL IS FL; г) EL SS FL

Таблица 4 – Интенсивность напряжений  $\sigma_{int}$  по отношению к модели со стальными рельсом и колесом для пустого товарного вагона

Пары материалов	Тип вагона			
	Товарный пустой	Товарный груженный	Пассажирский пустой	Пассажирский груженный
Стальное колесо – стальной рельс	100 % (355,54 МПа)	184,0 %	143,8 %	172,5 %
Колесо из Моники – стальной рельс	96,3 %	175,9 %	137,8 %	165,1 %
Стальное колесо – рельс из Моники	91,0 %	169,1 %	131,3 %	158,2 %
Колесо из Моники – рельс из Моники	89,2 %	163,9 %	127,8 %	153,6 %

В рамках проведенных расчетов эквивалентные напряжения рассчитывались в соответствии с четвертой теорией прочности [6–9]:

$$\sigma_{IV} = \sigma_{int} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (2)$$

С учетом (2) функции локальной повреждаемости единицы объема примут вид:

$$\psi_{IV} = \sigma_{IV} / \sigma_{IV}^{(lim)}. \quad (3)$$

Тогда формулы для расчета опасных объемов и интегральной повреждаемости будут следующими:

$$V_{IV} = \int_{\psi_{IV}(V) \geq 1} dV, \quad (4)$$

$$\Psi_{IV} = \int_{\psi_{IV}(V) \geq 1} \psi_{IV}(V) dV.$$

Критерий интенсивности напряжений выбирался исходя из следующих соображений. Предел усталости (максимальное контактное давление при предельном состоянии) для стали и Моники:

$$p_f (HB = 390) = 1123,1 \text{ МПа.}$$

Связь между максимальным контактным давлением и максимальной интенсивностью напряжений выражается зависимостью:

$$\sigma_{int}^{max} = 0,62 p_0 = 0,62 p_f.$$

Допускаемая интенсивность напряжений для визуализации опасных объемов при коэффициенте запаса  $n = 2,5$ :

$$[\sigma] = 0,62 p_f / n = \sigma_{int}^{(lim)} = \sigma_{IV}^{(lim)} = 278,5 \text{ МПа.}$$

На рис. 4 представлены опасные объемы, возникающие в системе колесо/рельс для модели с длинным отрезком рельса, когда учитывается влияние упругого основания под рельсом, а также неконтактный изгиб рельса шестью соседними колесами состава.

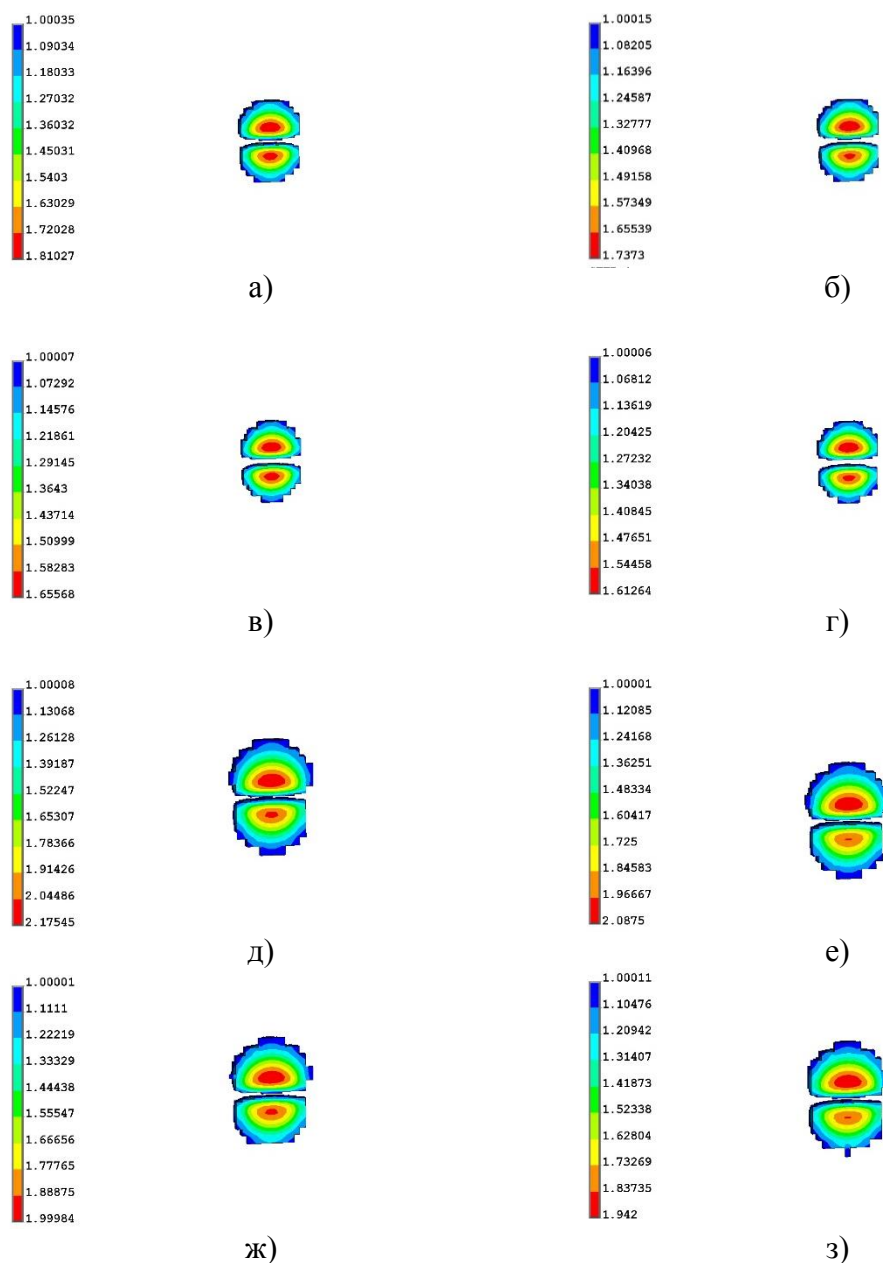


Рис. 4. Октаэдрические опасные объемы в расчетах: а) EL SS PE; б) EL IS PE; в) EL SS PE; г) EL II PE; д) EL SS PL; е) EL IS PL; ж) EL SI PL; з) EL II PL

В табл. 5 и 6 приведены данные по величинам октаэдрических опасных объемов  $V_{int}$ , возникающих в исследуемой системе. Максимальные по величине опасные объемы образуются в паре колеса и рельса груженого товарного поезда для пары сталь – сталь как для модели с длинным отрезком рельса, так и для модели с коротким отрезком рельса.

В табл. 5 представлены значения относительной погрешности опасных объемов, которые вычислялись по формуле:

$$e = \frac{|V_{int}^l - V_{int}^s|}{V_{int}^l} \cdot 100 \%, \quad (5)$$

где  $V_{int}^s$  – опасный объем для модели с коротким отрезком рельса,  $V_{int}^l$  – опасный объем для модели с длинным отрезком рельса.

Видно, что опасный объем для модели с коротким отрезком рельса значительно меньше, чем для модели с длинным отрезком рельса для всех рассматриваемых пар материалов. Максимальная разница в величинах наблюдается для пустого товарного вагона, а минимальная – для груженого товарного вагона.

Таблица 5 – Опасные объемы  $V_{int}$  для модели с длинным отрезком рельса на упругом основании ( $мм^3$ )

Пары материалов	Тип вагона			
	Товарный пустой	Товарный груженный	Пассажирский пустой	Пассажирский груженный
Стальное колесо – стальной рельс	193,51	6240,44	1830,14	4535,36
Колесо из Моники – стальной рельс	157,25	6093,64	1828,76	4480,42
Стальное колесо – рельс из Моники	100,80	5653,47	1573,16	4090,48
Колесо из Моники – рельс из Моники	89,44	5550,48	1539,19	3983,97

Таблица 6 – Опасный объем  $V_{int}$  для модели с коротким отрезком рельса на упругом основании ( $мм^3$ )

Пары материалов	Тип вагона			
	Товарный пустой	Товарный груженный	Пассажирский пустой	Пассажирский груженный
Стальное колесо – стальной рельс	86,51	5096,32	1460,08	3670,92
Колесо из Моники – стальной рельс	34,29	5022,83	1334,43	3513,55
Стальное колесо – рельс из Моники	7,39	4660,16	1178,50	3288,67
Колесо из Моники – рельс из Моники	0	4561,77	1075,40	3201,18

Таблица 7 – Относительная погрешность опасных объемов (%)

Пары материалов	Тип вагона			
	Товарный пустой	Товарный груженный	Пассажирский пустой	Пассажирский груженный
Стальное колесо – стальной рельс	55,3	18,3	20,2	19,1
Колесо из Моники – стальной рельс	78,2	17,6	27,0	21,6
Стальное колесо – рельс из Моники	92,7	17,6	25,1	19,6
Колесо из Моники – рельс из Моники	100	17,8	30,1	19,7

В рамках оценки повреждаемости системы колесо/рельс были рассчитаны опасные объемы в данной системе для рельса, лежащего на упругом основании. Рассматривался как короткий отрезок рельса в окрестности контактного взаимодействия, так и длинный

с учетом влияния неконтактного изгиба рельса шестью соседними колесами состава. Показано, что вследствие неконтактного изгиба рельса опасный объем в нем увеличивается не менее чем на 17,6 %.

*Работа выполнена при поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований в рамках проекта № Т19КИТГ-012.*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Саргасян, А. Е. Строительная механика. Основы теории с примерами расчетов: учебник / А. Е. Саргасян [и др.]; под ред. А. Е. Саргасян. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высшая школа, 2000. – С. 416.
2. Шахунянец, Г. М. Железнодорожный путь / Г. М. Шахунянец // Москва: «Транспорт», 1987. – С. 479.
3. Колеса цельнокатаные. Технические условия: ГОСТ 10791-201. – Москва, 2011.
4. Рельсы железнодорожные. Общие технические указания: ГОСТ Р 51685-2000. – Москва, 2020.
5. Сосновский, Л. А. Исследование напряженного состояния простейшей модели системы колесо/рельс / Л. А. Сосновский [и др.] // Вестник БелГУТа. – 2005. – № 2. – С. 18–41.
6. Щербаков, С. С. Методы анализа напряженного состояния лабораторной модели системы колесо/рельс / С. С. Щербаков // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2007. – № 11. – С. 32–40.
7. Сосновский, Л. А. Основы трибофатики / Л. А. Сосновский. – Гомель: БелГУТ, 2003. – Т. 1. – С. 246.; – Т. 2. – С. 234.
8. Сосновский, Л. А. Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский. – Гомель: БелГУТ, 2007. – С. 434.
9. Щербаков, С. С. Механика трибофатических систем / С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский. – Минск: БГУ, 2011. – С. 407.

*Поступила: 04.02.2021*