

Исследование напряженно-деформированного состояния при контакте цилиндрических поверхностей деталей железнодорожного подвижного состава

С. В. Кротов¹, Д. П. Кононов²

¹Ростовский государственный университет путей сообщения, Российская Федерация, 344038, Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2

²Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Российская Федерация, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

Для цитирования: Кротов С. В., Кононов Д. П. Исследование напряженно-деформированного состояния при контакте цилиндрических поверхностей деталей железнодорожного подвижного состава // Бюллетень результатов научных исследований. — 2022. — Вып. 1. — С. 33–47. DOI: 10.20295/2223-9987-2022-1-33-47

Аннотация

Цель: Исследование деформаций и напряжений при решении задач контактной прочности при взаимодействии железнодорожного колеса и рельса. **Методы:** Приведены основные методы определения напряженно-деформированного состояния при контакте двух цилиндрических тел. Используются положения теории деформации упругих тел в постановке плоской задачи теории упругости. На основе методов интегрирования системы дифференциальных уравнений в работе дано решение в перемещениях при выполнении всех граничных условий пространственной контактной задачи теории упругости при качении и скольжении упругих тел из одинакового материала. Были проведены эксперименты по определению коэффициента крипа при фрикционном качении катков в условиях сухого трения. **Результаты:** Показана методика определения напряженно-деформированного состояния в зоне контакта с учетом зон скольжения. Выполнены расчеты составляющих напряжений аналитическим методом. Показано влияние нормальных и касательных сил на напряженно-деформированное состояние в зоне контакта. Показана опасность растягивающих напряжений. В данной работе, помимо силовых граничных условий, подробно формулируются и геометрические условия, которым должны удовлетворять взаимные перемещения и относительные скорости скольжения элементарных частиц материала в точках поверхности контактирующих тел. Определены касательные усилия в контакте и линейная деформация от их воздействия. Получены значения коэффициента крипа в функции от коэффициента тяги. **Практическая значимость:** Полученные результаты подчеркивают значительное влияние трения на снижение контактно-усталостной долговечности образцов и будут полезны в прогнозировании наступления отказа колеса или рельса при их взаимодействии.

Ключевые слова: Контактная прочность, напряженно-деформированное состояние, сцепление, трение.

Введение

Исследование деформаций и напряжений при решении задач контактной прочности занимает одно из центральных мест в теории контакта двух тел. Этому вопросу посвящено значительное количество исследований и работ как сугубо теоретического, так и прикладного характера, изложенных в многочисленных литературных источниках [1–6].

Значительное внимание уделено обзору теории деформаций упругих тел, напряжений при контактном взаимодействии тел при нормальном давлении, а также воздействию касательных сил.

В соответствии с поставленной задачей для ее решения воспользуемся необходимыми положениями тех работ, которые способствуют выполнению целей решения задач по данной теме.

На основе методов интегрирования системы дифференциальных уравнений в работе [7] дано решение в перемещениях при выполнении всех граничных условий пространственной контактной задачи теории упругости при качении и скольжении упругих тел из одинакового материала. Используя общепринятые допущения, в ней показано, что решение такой задачи может быть представлено суммой решений для нормальной и отдельно для касательной нагрузок. В этой работе, помимо силовых граничных условий, подробно формулируются и геометрические условия, которым должны удовлетворять взаимные перемещения и относительные скорости скольжения элементарных частиц материала в точках поверхности контактирующих тел.

При этом учитываются не только упругие перемещения тел, но и линейные и угловые перемещения, совершаемые телами по отношению друг к другу (как жесткие тела). В этой связи вводятся в рассмотрение составляющие коэффициента крипа по направляющим перемещениям U_x и U_y и спина α_z , представляющие собой, соответственно, отношение линейных и угловой скоростей относительно смещения жестких тел к средней скорости перемещения обоих тел V .

Например, составляющая скольжения коэффициента крипа в направлении координатной оси X равна:

$$U_x = \frac{1}{V} \cdot \frac{d}{dt} (x_0 - x_0^+),$$

где $(x_0 - x_0^+)$ — это смещение нижнего

При отсутствии перемещений вдоль оси Y и спина вокруг оси Z , а также с учетом упругих тангенциальных перемещений точек поверхности соприкосновения нижнего U и верхнего U^+ тел, скорость их относительного скольжения определяется выражением:

$$W_x = \frac{d}{dt} [(x_0 - x_0^+) - (U - U^+)],$$

которое выразим следующем образом:

$$\frac{W_x}{V} = 2 \frac{du}{dx} + U_x = 2E_x + U_x. \quad (1)$$

Здесь E_x — это упругая линейная деформация в точках поверхности касания от контактных касательных усилий.

Разработанную в [7] методику применим к исследованию двумерной задачи о плоской деформации (в плоскости XZ) при качении со скольжением двух параллельных цилиндров [8].

Размеры площадки контакта и распределение нормального давления P по ней получаются такими же [9], как и в решении Герца, поскольку их зависимость от касательных усилий q весьма мала. При плоской деформации:

$$P = \frac{E\beta a}{4(1-\nu^2)} \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}} = P_c \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}. \quad (2)$$

Здесь полуширина полоски контакта:

$$a = \sqrt{\frac{8N(1-\nu^2)}{\pi\beta k}}, \quad (3)$$

где β — сумма главных кривизн контактируемых тел:

$$\beta = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2},$$

ν — коэффициент Пуассона.

Величина нормальной силы на единицу длины цилиндра:

$$N = \int_{-a}^{+a} 1 \cdot P dx = \frac{\pi E \beta a^2}{8(1-\nu^2)} = -\frac{\pi a}{2} P_0, \quad (4)$$

где f — коэффициент трения скольжения.

Вначале, при действии касательных усилий q на площадке контакта, рассматриваем случай [10], в котором скольжение имеет место на всей полоске контакта и в каждой точке контакта q пропорционально нормальному давлению P :

$$q = fP = fP_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}} = q_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}}. \quad (5)$$

Чтобы это было достоверно, необходимо, чтобы скорость проскальзывания W_x для $-a \leq x \leq a$ удовлетворяла следующему условию:

$$W_x = V \left(U_x - fa\beta \frac{x}{a} \right) > 0. \quad (6)$$

Это условие выполняется, только если:

$$U_x > fa\beta \geq fa\beta \frac{x}{a}. \quad (7)$$

Для значений $U_x > fa\beta$ скорость проскальзывания W_x должна быть равна нулю именно в точке $x = a$, то есть на ведущем крае зоны контакта (по отношению к направлению движения цилиндров), и во всех точках контакта она остается положительной. При этом, согласно (1) и (6), относительная деформация от пропорциональных касательных усилий q нормальному давлению будет равна:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{2} \left(\frac{W_x}{V} - U_x \right) = -\frac{f}{2} \beta x, \text{ при } |x| \leq a. \quad (8)$$

Вне самой полоски контакта относительная деформация определяется выражением:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{2} \beta \left(-x \pm \sqrt{-x^2 - \alpha^2} \right) \text{ для } \begin{cases} x \geq \alpha \\ x \geq -\alpha \end{cases}. \quad (9)$$

Касательные усилия в контакте и линейная деформация от их воздействия

Остановимся подробнее на задаче определения относительных деформаций E и контактных касательных усилий q в случае малого крипа.

Для положительных значений коэффициента крипа U_x , расположенных в интервале $0 > U_x > fa\beta$, у переднего набегающего края контакта возникает зона сцепления, тогда как у заднего края, сбегаящего, остается область проскальзывания. Обозначим координату граничной точки между зонами сцепления и скольжения через c . Тогда $W_x > 0$ в зоне скольжения, т. е. для $\alpha \leq x \leq c$, $W_x = 0$ в зоне сцепления, то есть для $c < x \leq a$.

Для того чтобы скорость проскальзывания $W_x = V(2\varepsilon_x + U_x)$ была равна нулю в зоне скольжения, в зоне сцепления необходимо потребовать выполнения условия, при котором величина относительной линейной деформации в зоне сцепления была бы постоянной для $c \leq x \leq a$:

$$\varepsilon_{xz,cc}^{3,cc} = -\frac{U_x}{2} = \text{const}. \quad (12)$$

Тогда в зоне скольжения остается уже в качестве наибольшего слагаемого относительная деформация для $-a \leq x \leq c$:

$$\varepsilon_x^I = \varepsilon_{x1} = -\frac{f}{2} \beta x. \quad (13)$$

Действительно:

$$\varepsilon_{x_1} + \varepsilon_{x_2} = -\frac{f\beta}{2} - \frac{a+c}{2} = \text{const}.$$

Сопоставляя это с (12), приходим к заключению, что в зоне сцепления относительная деформация:

$$\varepsilon_x = -\frac{f\beta}{2} \cdot \frac{a+c}{2} = -\frac{U_x}{2}. \quad (16)$$

Отсюда по известным параметрам U_x, f, β и a может быть найдена координата граничной точки C :

$$\frac{c}{a} = \frac{2U_x}{f\beta a} - 1. \quad (17)$$

Деформация (14) может возникнуть в зоне сцепления только при действии контактных касательных усилий [11]:

$$q_{II} = q_2 = q_{oz} \sqrt{1 - \left(\frac{x_1}{a_1}\right)^2}. \quad (18)$$

Однако направление усилий (5) и (18) должно быть противоположно, как и знаки деформаций (8) и (14). Так как деформация в зоне сцепления (16) представляет собой алгебраическую сумму деформаций ε_{x_1} и ε_{x_2} , то действительная касательная нагрузка будет определяться разностью усилий (5) и (18), то есть:

$$q_{зсц} = q_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}} - q_2 \left(1 - \frac{x_1^2}{a_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}. \quad (19)$$

Касательная нагрузка q_2 (18) вызовет деформации и вне самой площадки ее действия, то есть при $x_1 < -a_1$ и $x_1 > a_1$ [12]. В последующем, при вычислении эквивалентного напряжения, наибольший интерес будут представлять деформации при $x_1 = -a_1$, то есть $x = c$.

По аналогии с деформацией [9] можно записать формулу для деформации вне зоны сцепления [13], однако знаки следует взять нижние и изменить их на противоположные, поскольку направление q_2 обратно направлению q по (5). Таким образом, будем иметь:

$$E_{x_3} = \frac{f\beta}{2} \left[x_1 + \left(x_1^2 - a^2\right)^{\frac{1}{2}} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} f\beta \left[x - \frac{a-c}{2} + \sqrt{\left(\frac{a+c}{2} - x^2\right) - \left(\frac{a-c}{2}\right)^2} \right]. \quad (20)$$

Обозначим величину коэффициента крипа, при которой зона сцепления занимает переднюю половину полосы контакта, то есть при $c = 0$, через U_{xc} . Из (16) при $c = 0$ получаем:

$$U_{xc} = \frac{1}{2} f\beta a$$

и, следовательно:

$$U_x = U_{xc} \left(1 + \frac{c}{a} \right). \quad (21)$$

В дальнейшем нам понадобится величина продольного коэффициента крипа $U_{пр}$, при которой скольжение происходит на всей площадке контакта. Полагая в формуле (21) при $c = a$, будем иметь:

$$U_{пр} = 2U_{xc} = f\beta a. \quad (22)$$

С учетом введенного обозначения полная деформация в зоне скольжения при $x \leq c$ будет:

$$\epsilon_x = \epsilon_x^I + \epsilon_x^{II} = \frac{U_{xc}}{2} \left\{ -\left(1 + \frac{c}{a} \right) + \left[\left(1 + \frac{c}{a} - 2\frac{x}{a} \right)^2 - \left(1 - \frac{c}{a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}. \quad (23)$$

При $c = a$ скольжение имеет место по всему контакту, и это выражение принимает вид:

$$\epsilon_x = -\frac{1}{2} f\beta x,$$

совпадающий с (8).

В точке с координатой $x = c$, то есть на границе между зонами сцепления и скольжения, $E_x = -\frac{U_{xc}}{2}$, что совпадает с (16).

Величина касательной силы, реализуемой в контакте

При скольжении на всей площадке контакта касательные усилия q (рис. 1) распределены по закону полуэллипса (5) с полуосями $q_0 = fP_0$ и a [14]. Погонная касательная сила равна площади полуэллипса (рис. 1).

$$T_1 = \int_{-a}^{+a} q dx = \frac{\pi a}{2} q_0 = fP \frac{\pi a}{2} = fN. \quad (24)$$

При неполном проскальзывании касательные контактные усилия в зоне сцепления определяются разностью усилий (5) и (18).

Вызванные этими усилиями деформации (8) и (14) подобны [15], ввиду равных

угловых коэффициентов $\frac{1}{2} f\beta$, а, стало быть, подобны и полуэллипсам (5) и (18).

Поэтому q_0 и q_{02} должны быть пропорциональны соответствующим полуосям $q_0 = ak$ и $q_{02} = a_1 k$.

Откуда получаем:

$$q_{02} = q_0 \frac{a_1}{a},$$

и, следовательно, суммарная величина касательных усилий будет равна касательной силе:

$$T_2 = \frac{\pi a_1}{2} q_{02}.$$

Тогда в соответствии с формулой (19) реализуемая в контакте касательная сила при наличии зон сцепления и скольжения [6–10] будет равна разности сил:

$$T = T_1 - T_2 = fN \left[1 - \left(\frac{a-c}{2a} \right)^2 \right]. \quad (25)$$

При известных величинах реализуемых касательных сил [11–13] коэффициент тяги определяется:

$$\psi = \frac{T}{fN}. \quad (26)$$

Из формул (25) и (26) можно получить иное выражение для c :

$$c = a \left(1 - 2\sqrt{1-\psi} \right), \quad (27)$$

приведенное в работе [3], а затем в [4] и других. Подставляя значение c в (17), выразим коэффициент крипа U_x через коэффициент тяги ψ , коэффициент трения скольжения f , полуширину полосы контакта a и приведенную кривизну β .

$$U_x = f\beta a \left[1 - \sqrt{1 - \psi} \right] = U_{\text{пр}} = \left[1 - \sqrt{1 - \psi} \right]. \quad (28)$$

Можно было бы поступить и наоборот: значение c из (17) подставить в (27). В таком случае выразили бы ψ в функции от U_x :

$$\psi = 1 - \left(1 - \frac{U_x}{fa\beta} \right)^2 = 1 - \left(1 - \frac{U_x}{U_{\text{пр}}} \right)^2. \quad (29)$$

Ясно, что (28) и (29) представляют одно и то же выражение, только одно разрешено относительно U_x , а другое — относительно ψ .

Экспериментальная проверка формул

Эксперименты по определению величины U_x были выполнены при фрикционном качении катков в условиях сухого трения. Катки-ролики изготовлены из стали, закаленной на твердость HRC 62. Соприкасающиеся поверхности имели одинаковые радиусы $R = 2,5$ см и обработаны по 10 классу чистоты.

Контакт осуществлялся по полоске длиной 10 мм при величине погонного давления $N = 180$ кг/см. Момент сопротивления на ведомом катке, по величине которого определялась реализуемая в контакте касательная сила T , создавался электромагнитным тормозом. Коэффициент трения при сухом скольжении поверхностей оказался равным $f = 0,32$ [16].

Опытная величина U_x рассчитывалась по формуле:

$$U_x = \frac{1}{V} \cdot \frac{d}{dt} (x_0 - x_0^+) = \frac{W_1 R_1 - W_2 R_2}{W_1 R_1 + W_2 R_2}.$$

Особое внимание было уделено параллельному расположению осей обоих катков. Опытная величина U_x , соответствующая определенному коэффициенту тяги ψ , приведена в таблице. Там же помещены вычисленные нами по формуле (28) расчетные значения U_x при двух значениях $U_{\text{пр}} = f\beta a$. Причем $U_{\text{пр}} = 0,4334$ отвечает величине $a_{\text{пнс}} = 0,01693$ см, вычисленной при $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, и более соответствует условиям эксперимента. Обычно используемая для длинных цилиндров формула плоского деформированного состояния (п. д. с) дает значение для

РЕЗУЛЬТАТЫ проведенных экспериментов

$\psi = \frac{T}{fN}$	0,20	0,40	0,60	0,7042	0,80	0,9007	0,9784	1,000
$U_{cn} \text{ c}/0$	0,04464	0,1000	0,1634	0,2000	0,2411	0,3000	0,4000	—
U'_x	0,04576	0,09769	0,1593	0,1977	0,2396	0,2968	0,3697	0,4334
$\frac{U_{on} - U'_x}{U_{cn}} \cdot 100\%$	-2,50	2,31	2,51	1,15	0,62	1,07	1,6	—
U''_x	3,4362	0,09314	0,1519	0,1885	0,2284	0,2830	0,3525	0,4132
$\frac{U_{on} - U''_x}{U_{cn}} 100 \%$	2,28	6,86	7,04	5,75	5,26	5,67	11,6	—

полуширины полоски контакта $a = 0,01614$ см, а вычисленная по ней предельная величина коэффициента крипа равна $U_{np} = 0,4132$.

Расчетные значения U'_x для условий плоского напряженного состояния хорошо совпадают с опытными величинами U во всем диапазоне изменения коэффициента тяги ψ . Несколько больше разница для U''_x при условии плоской деформации, однако и здесь результаты вполне удовлетворительны.

Экспериментальные и расчетные значения коэффициента крипа в процентах приведены в таблице.

На рис. 2 приведена кривая опытных значений U_x , нанесены расчетные значения U'_x по формуле (28).

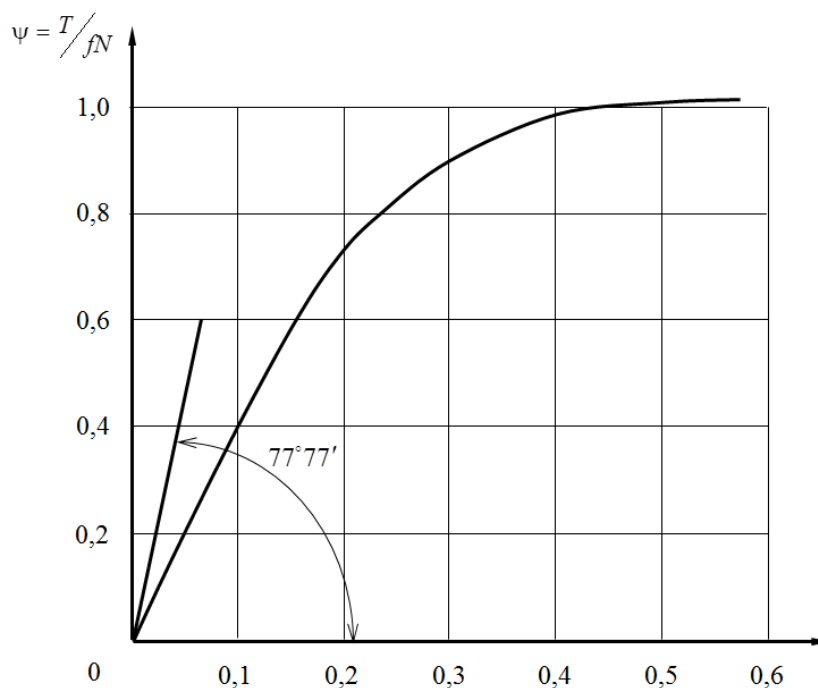


Рис. 2. Экспериментальная кривая и расчетные (по (28)) значения коэффициента крипа в функции от коэффициента тяги

Для уточнения расчетной кривой при малых значениях крипа можно использовать значение $\frac{d\psi}{dU}$ при $U_x \rightarrow 0$, что дает тангенс наклона $\psi(U_x)$ при $U_x = 0$

$$\tan \alpha_\psi = \frac{2}{f\beta a} = \frac{2}{0,4334} = 4,615 \text{ и } \alpha_\psi = 77^\circ 77'.$$

Заключение

Многочисленные попытки экспериментальной проверки формул (28) и (29) приводили к существенному расхождению опытной величины коэффициента крипа U_x по сравнению с расчетной. Причиной этому, по-видимому, является отличие поверхности реально контактирующих тел от идеально гладкой и совершенно упругой, принятой при выводе расчетных формул. Из-за различия топографии поверхности вследствие микронеровностей материал поверхности приходит в состояние локальной текучести даже при незначительных нагрузках сжатия, вследствие чего тангенциальная податливость реальной поверхности выше, чем у идеальной. Это же обстоятельство существенно влияет на точность опытной величины коэффициента трения скольжения.

Библиографический список

1. Fromm H. Arbeitsverlust, Formänderungen und Schlupf beim Rollen von treibenden und gebremsten Rädern oder Scheiben / H. Fromm // Beitrag zur Analyse der Reibungsgeometrie. Z. f. techn. Phys. — 9 Jg. — 1928. — P. 299.
2. Пинегин С. В. Контактная прочность и сопротивление качению / С. В. Пинегин. — М.: Машиностроение, 1969. — 243 с.
3. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие / Б. С. Ковальский. — Харьков: ХВКИУ, 1967. — 222 с.
4. Вирабов Р. В. О реализации касательной силы в зоне контакта упругих тел при качении / Р. В. Вирабов // Машиноведение. — 1967. — № 2. — С. 93–106.
5. Кротов С. В. Влияние трения на контактно-усталостную долговечность образцов из рельсовой и колесной стали / С. В. Кротов, Д. П. Кононов, А. А. Соболев // Изв. Петерб. ун-та путей сообщения. — 2019. — Т. 16. — № 2. — С. 212–219.
6. Krotov S. V. Application of the discriminant analysis at research of bearing ability of the wheel pair of the car / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Transport problems. — Poland. — Gliwice. — 2011. — V.6. — I. 1. — Pp. 43–49.
7. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. — М.: Мир, 1989. — 510 с.

8. Кротов С. В. Показатели контактно-усталостной долговечности при взаимодействии колеса с рельсом в кривых участках пути / С. В. Кротов, Д. П. Кононов, А. А. Соболев // Бюлл. рез. науч. исслед. — СПб.: ПГУПС. — 2019. — № 3. — С. 56–66.
9. Кротов С. В. Контактная усталостная долговечность рельсовой и колесной сталей / С. В. Кротов, Д. П. Кононов // Изв. Петерб. ун-та путей сообщения. — СПб.: ПГУПС, 2018. — Т. 15. — Вып. 1. — С. 54–61.
10. Кононов Д. П. Использование фрактальных характеристик для анализа развития разрушения цельнокатаных колес / Д. П. Кононов, И. А. Иванов, С. В. Урушев, С. В. Кротов // Транспорт Российской Федерации. — 2018. — № 3(76). — С. 68–71.
11. Кротов С. В. Основы теории несущей способности прессовых соединений колесных пар железнодорожных вагонов / С. В. Кротов // ФГОУ УМЦ ЖДТ. — М., 2011. — 152 с.
12. Кротов С. В. исследование напряженного состояния в колесе вагона / С. В. Кротов, Д. П. Кононов // Бюлл. рез. науч. исслед. — СПб.: ПГУПС. — 2020. — № 3. — С. 26–40.
13. Кротов С. В. Факторный анализ расчета несущей способности колесной пары вагона / С. В. Кротов, А. В. Сладковски // Транспорт Урала. — Екатеринбург, 2012. — № 2(33). — С. 36–40.
14. Воробьев А. А. Математическое моделирование параметров контакта колеса с рельсом для различных условий эксплуатации вагонов / А. А. Воробьев // Вестн. Ин-та проблем естественных монополий: Техника железных дорог. — М.: Ин-т проблем естественных монополий, 2016. — № 1(33). — С. 34–41.
15. Воробьев А. А. Контактное взаимодействие колеса и рельса / А. А. Воробьев // Вестн. Иркутск. гос. технич. ун-та. — Иркутск: ИСТУ, 2009. — № 3(39). — С. 42–47.
16. Орлова А. М. Определение параметров контакта колеса с рельсом для различных условий эксплуатации полувагона / А. М. Орлова, А. А. Воробьев, А. В. Саидова, Д. Е. Керенцев // Изв. Петерб. ун-та путей сообщения. — СПб.: ПГУПС, 2015. — Вып. № 2(43). — С. 74–84.

Дата поступления: 15.01.2022

Решение о публикации: 04.02.2022

Контактная информация:

КРОТОВ Сергей Викторович — канд. техн. наук, доц.; svk-19587@yandex.ru

КОНОНОВ Дмитрий Павлович — д-р техн. наук, проф.; d_kononov@mail.ru

Investigation of stress–strain state at contact of cylindrical surfaces of parts of railway rolling stock

S. V. Krotov¹, D. P. Kononov²

¹Rostov State Transport University, 2, Rostov Strelkovogo Polka Narodnogo Opolchenia sq., Rostov-on-Don, 344038, Russian Federation

²Emperor Alexander I Petersburg State Transport University, 9, Moskovsky pr., Saint Petersburg, 190031, Russian Federation

For citation: Krotov S. V., Kononov D. P. Investigation of stress-strain state at contact of cylindrical surfaces of parts of railway rolling stock. *Bulletin of scientific research results*, 2022, iss. 1, pp. 33–47. (In Russian) DOI: 10.20295/2223-9987-2022-1-33-47

Summary

Objective: Investigation of deformations and stresses in solving problems of contact strength in the interaction of a railway wheel and rail. **Methods:** The main methods for determining the stress-strain state at the contact of two cylindrical bodies are given. The provisions of the theory of deformation of elastic bodies are used in the formulation of the plane problem of the theory of elasticity. Based on the methods of integrating a system of differential equations, the paper provides a solution in displacements when all boundary conditions are met of the spatial contact problem of the theory of elasticity during rolling and sliding of elastic bodies of the same material. Experiments were carried out to determine the creep coefficient during friction rolling of rollers in dry friction conditions. **Results:** The method of determining the stress-strain state in the contact zone, taking into account the sliding zones, is shown. Calculations of the stress components are performed by the analytical method. The influence of normal and tangential forces on the stress-strain state in the contact zone is shown. The danger of tensile stresses is shown. In this paper, in addition to the force boundary conditions, geometric conditions are formulated in detail, which must satisfy the mutual displacements and relative sliding velocities of elementary particles of the material at the points of the surface of the contacting bodies. Tangential forces in contact and linear deformation from their impact are determined. The values of the creep coefficient as a function of the thrust coefficient are obtained. **Practical importance:** The results obtained emphasize the significant effect of friction on reducing the contact fatigue life of the samples and will be useful in predicting the occurrence of wheel or rail failure during their interaction.

Keywords: Contact strength, stress-strain state, adhesion, friction.

References

1. Fromm H. Arbeitsverlust, Formänderungen und Schlupf beim Rollen von treibenden und gebremsten Rädern oder Scheiben. Beitrag zur Analyse der Reibungsgesetze. *Z. f. techn. Phys.* 9 Jg, 1928, p. 299.
2. Pinegin S. V. *Kontaknaya prochnost' i soprotivlenie kacheniyu* [Contact strength and rolling resistance]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1969. 243 p.
3. Koval'skiy B. S. *Raschet detaley na mestnoe szhatie* [Calculation of parts for local compression]. Khar'kov: KhVVKIU Publ., 1967. 222 p.

4. Virabov R. V. O realizatsii kasatel'noy sily v zone kontakta uprugikh tel pri kachenii [On the implementation of the tangential force in the contact zone of elastic bodies during rolling]. *Mashinovedenie* [Mechanical engineering]. 1967, I. 2, pp. 93–106.
5. Krotov S. V. Vliyanie treniya na kontaktno-ustalostnyuyu dolgovechnost' obraztsov iz rel'sovoy i kolesnoy stali [Influence of friction on the contact-fatigue durability of specimens from rail and wheel steel]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya* [Bulletin of the Petersburg University of Communications]. 2019, V. 16, I. 2, pp. 212–219.
6. Dzhonson K. *Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya* [Mechanics of contact interaction]. Moscow: Mir Publ., 1989. 510 p.
7. Krotov S. V. Application of the discriminant analysis at research of bearing ability of the wheel pair of the car / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Transport problems. Poland. Gliwice. V. 6, I. 1, 2011, pp. 43–49.
8. Krotov S. V. Pokazateli kontaktno-ustalostnoy dolgovechnosti pri vzaimodeystvii koleasa s rel'som v krivykh uchastkakh puti [Application of the discriminant analysis at research of bearing ability of the wheel pair of the car]. *Byull. rez. nauch. issled.* [Transport problems]. St. Petersburg: PGUPS Publ. 2019, I. 3, pp. 56–66.
9. Krotov S. V. Kontaktno-ustalostnaya dolgovechnost' rel'sovoy i kolesnoy staley [Indicators of contact-fatigue durability in the interaction of a wheel with a rail in curved sections of the track]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya* [Byull. res. scientific research]. St. Petersburg: PGUPS Publ., 2018, V. 15, I. 1, pp. 54–61.
10. Kononov D. P. Ispol'zovanie fraktal'nykh kharakteristik dlya analiza razvitiya razrusheniya tsel'nokatanykh koles [Contact-fatigue durability of rail and wheel steels / S. V. Krotov, D. P. Kononov]. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Bulletin of the Petersburg University of Communications]. 2018, I. 3 (76), pp. 68–71.
11. Krotov S. V. Osnovy teorii nesushchey sposobnosti pressovyykh soedineniy kolesnykh par zheleznodorozhnykh vagonov [Using fractal characteristics to analyze the development of the destruction of solid-rolled wheels]. *FGOU UMTs ZhDT* [Transport of the Russian Federation]. Moscow, 2011. 152 p.
12. Krotov S. V. issledovanie napryazhennogo sostoyaniya v kolese [Fundamentals of the theory of the bearing capacity of press joints of wheel pairs of railway cars]. *Byull. rez. nauch. issled.* [FGOU UMC ZhDT]. St. Petersburg: PGUPS Publ. 2020, I. 3, pp. 26–40.
13. Krotov S. V. Faktornyy analiz rascheta nesushchey sposobnosti kolesnoy pary vagona [study of the stress state in the wagon wheel]. *Transport Urala* [Byull. res. scientific research]. Ekaterinburg. 2012, I. 2(33), pp. 36–40.
14. Vorob'ev A. A. Matematicheskoe modelirovanie parametrov kontakta koleasa s rel'som dlya razlichnykh usloviy ekspluatatsii vagonov [Mathematical modeling of wheel-rail contact parameters for different operating conditions of cars]. *Vestnik Instituta problem estestvennykh monopoliy: Tekhnika zheleznykh dorog* [Bulletin of the Institute of Problems of Natural Monopolies: Railway Engineering]. Moscow: In-t problem estestvennykh monopoliy Publ., 2016, I. 1 (33), pp. 34–41.

15. Vorob'ev A. A. Kontaktnoe vzaimodeystvie koleasa i rel'sa [Contact interaction of wheel and rail]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Irkutsk State Technical University]. Irkutsk: ISTU Publ., 2009, I. 3 (39), pp. 42–47.

16. Orlova A. M. Opređenje parametrov kontakta koleasa s rel'som dlya razlichnykh usloviy ekspluatatsii poluvagona [Determination of wheel-rail contact parameters for various operating conditions of a gondola car]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya* [Proceedings of the St. Petersburg University of Communications]. St. Petersburg: PGUPS Publ., 2015, I. 2 (43), pp. 74–84.

Received: January 15, 2022

Accepted: February 4, 2022

Author's information:

Sergey V. KROTOV — PhD in Engineering, Associate Professor; svk-19587@yandex.ru

Dmitry P. KONONOV — D. Sci. in Engineering, Professor; d_kononov@mail.ru