

С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов

ОЦЕНКА ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЭЛЕКТРОВОЗА ЭП2К В ОБЛАСТИ ИХ КОНТАКТА С ГОЛОВКОЙ РЕЛЬСА

Аннотация. Приведены результаты теоретических исследований взаимодействия бандажей колесных пар и рельсов в горизонтальной плоскости при движении электровоза ЭП2К в кривых рельсовой колеи. Сжимающие силы в зоне контакта колеса и рельса определяют смятие материала контактирующих тел.

В кривых радиусов 350–400 м гребни бандажей второй и пятой по ходу электровоза колесных пар будут контактировать с гранью головки внутреннего рельса, что определяет наибольшие затраты энергии на преодоление сил трения и наибольший износ гребней бандажей этих колесных пар. Выполнена оценка величины износа материала гребня бандажа по суммарному объему смятия материалов бандажа и рельса в области их контакта с учетом радиуса кривой и протяженности пути проскальзывания колеса.

Полученные формулы позволяют находить величины износа материалов гребня колеса и головки рельса в зависимости от соотношения их твердостей, от радиуса и протяженности кривой и от скорости движения локомотива.

Ключевые слова: электровоз ЭП2К, трехосная тележка, колесная пара, контакт колеса и рельса, трение, смятие материала бандажа и рельса, износ гребня бандажа.

Для цитирования: Шантаренко, С. Г. Оценка износа гребней бандажей колесных пар электровоза ЭП2К в области их контакта с головкой рельса / С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 2. – С 163–170. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_2_163.

Введение

Односекционный пассажирский электровоз ЭП2К имеет две трехосные тележки с тяговым приводом третьего класса и двухступенчатым рессорным подвешиванием [1]. В кривых малого радиуса технические решения, использованные в ходовой части электровоза, во многом определяют характер движения по рельсам средних колесных пар тележек [2], при котором происходит непрерывное контактное взаимодействие головки рельса и гребня бандажа.

Под действием сжимающих сил формируется распределение напряжений по области контакта. Вращение колеса сопровождается силами трения, значения которых позволяют дать оценку износа материала контактирующих тел в зависимости от параметров рельсового пути в кривой и скорости движения локомотива.

Силовое взаимодействие в области контакта гребня бандажа и головки рельса

Напряжения σ в области контакта гребня бандажа и головки рельса распределены по эллипсоиду (рис. 1).

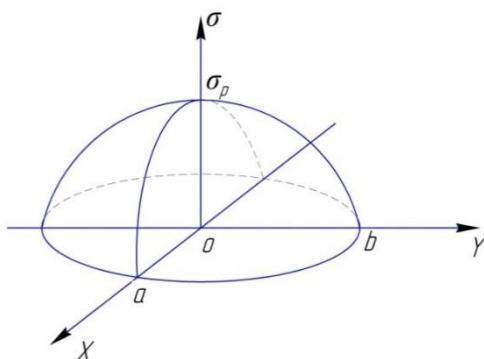


Рис. 1. Распределение напряжений по области контакта гребня бандажа и головки рельса:
 a, b – полуоси эллипса, σ_0 – максимальное напряжение

При этом

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{\sigma^2}{\sigma_0^2} = 1,$$

где a – большая полуось; b – малая полуось; σ_0 – наибольшее напряжение.

Сжимающая сила P численно равна половине объема эллипсоида напряжений

$$P = \frac{2}{3} \pi a b \sigma_0.$$

Величины a , b , σ_0 и величина δ смятия материала контактирующих тел зависят от их геометрии и от сжимающей силы P [3].

Геометрия тел в области точки контакта K определяется радиусами кривизны линий, лежащих в сечениях плоскостями, перпендикулярными к касательной \bar{l} (индекс 2) и к бинормали $\bar{\tau}$ (индекс 1).

Вычислим $R_{\delta 2}$, используя рис. 2.

Дуга линии сечения гребня бандажа в окрестности точки K принадлежит окружности

$$x^2 + (y - R_K)^2 = R_{\delta 1}^2.$$

При вращении этой линии вокруг оси OX получаем поверхность тора

$$x^2 + (\sqrt{y^2 + z^2} - R_K)^2 = R_{\delta 1}^2.$$

Часть поверхности гребня лежит на поверхности этого тора. Радиусы кривизны сечений $R_{\delta 2}$ у этих поверхностей в точке K будут одинаковыми.

Для упрощения вычислений преобразуем систему координат таким образом, чтобы нормальное сечение с индексом 2 лежало в координатной плоскости. С этой целью сместим начало координат в точку K ($R_{\delta 1} \cos \alpha$; $R_K + R_{\delta 1} \sin \alpha$, 0) и совершим поворот вокруг оси OZ на угол α .

Формулы перехода к координатам в новой системе x_1 , y_1 , z_1 имеют вид:

$$\begin{cases} x = x_1 \cos \alpha - y_1 \sin \alpha + R_{\delta 1} \cos \alpha; \\ y = x_1 \sin \alpha - y_1 \cos \alpha + R_{\delta 1} \sin \alpha + R_K; \\ z = z_1. \end{cases}$$

Преобразуя эти формулы и принимая $y_1 = 0$, получим уравнение линии сечения нормальной плоскостью:

$$x^2 + y^2 + z_1^2 - 2R_K \sqrt{y^2 + z^2} + R_K^2 - R_{\delta 1}^2 = 0,$$

где

$$x = x_1 \cos \alpha + R_{\delta 1} \cos \alpha;$$

$$y = x_1 \sin \alpha + R_{\delta 1} \sin \alpha + R_K.$$

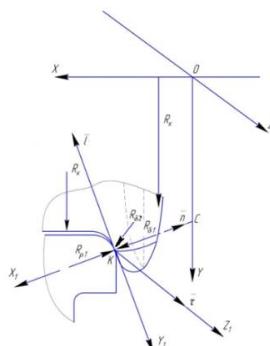


Рис. 2. Схема для вычисления радиуса кривизны $R_{\delta 2}$:

$R_{p1} = 15$ мм; $R_{\delta 1} = 40$ мм; $R_{p2} = \infty$, где R_p – радиус кривизны головки рельса;

R_{δ} – радиус кривизны гребня бандажа; R_K – радиус катания

Радиус кривизны линии

$$R = \frac{\left[1 + (x'_{1z})^2\right]^{2/3}}{x''_{1zz}}.$$

Для определения производных $(x_1)'_z$ и $(x_1)''_{zz}$ продифференцируем уравнение линии сечения нормальной плоскостью

$$\begin{aligned} & (xx'_z + yy'_z + z) - R_K \frac{yy' + z}{\sqrt{y^2 + z^2}} = 0 \\ \text{или} \quad & xx'_z + (yy'_z + z)\left(1 - \frac{R_K}{\sqrt{y^2 + z^2}}\right) = 0. \end{aligned}$$

Подставив $x, y, x'_z = x'_1 \cos \alpha$ и $y'_z = x'_1 \sin \alpha$, получаем

$$\begin{aligned} & (x_1 \cos \alpha + R_{\delta 1} \cos \alpha)x'_{1z} \cos \alpha + \\ & + [(x_1 \sin \alpha + R_{\delta 1} \sin \alpha + R_K)x'_{1z} \sin \alpha + z]\left(1 - \frac{R_K}{\sqrt{y^2 + z^2}}\right) = 0. \end{aligned}$$

Подставляя координаты точки K в системе координат $x_1 y_1 z_1$, получаем

$$\begin{aligned} & R_{\delta 1} \cos \alpha \cdot x'_{1z} \cos \alpha + x'_{1z} (R_{\delta 1} \sin \alpha + R_K) \sin \alpha \cdot \left(1 - \frac{R_K}{R_{\delta 1} \sin \alpha + R_K}\right) = \\ & = x'_{1z} R_{\delta 1} \cos^2 \alpha + x'_{1z} R_{\delta 1} \cos^2 \alpha = 0. \end{aligned}$$

Отсюда $x'_{1z} = 0$.

Для определения $(x_1)''_{zz}$ продифференцируем дважды уравнение линии сечения нормальной плоскостью:

$$\begin{aligned} & (\ddot{x})^2 + x \ddot{x} + [(\dot{y})^2 + yy' + 1]\left(1 - \frac{R_K}{\sqrt{x^2 + z^2}}\right) + (y \dot{y} + z)\left(R_K \frac{y \dot{y} + z}{\sqrt{(y^2 + z^2)^3}}\right) \\ & x''_{zz} = x''_1 \cos \alpha, \quad y''_{zz} = x''_1 \sin \alpha. \end{aligned}$$

В точке K

$$x''_{zz} = \frac{\sin \alpha}{R_{\delta 1} \sin \alpha + R_K}.$$

Радиус кривизны в точке K

$$R_{\delta 2} = \frac{1}{x''_{zz}} = R_{\delta 1} + \frac{R_K}{\sin \alpha}.$$

Таким образом, получаем следующие значения главных радиусов кривизны для поверхностей гребня бандажа и головки рельса в точке их контакта в мм: $R_{\delta 2} = 1518$; $R_{\delta 1} = 40$; $R_{p1} = 15$; $R_{p2} = \infty$.

Величины a, b и σ_0 вычисляются как:

$$a = m_a \sqrt[3]{\frac{P}{E\left(\frac{1}{R_{\delta 1}} + \frac{1}{R_{p2}}\right)}} = m_a \sqrt[3]{\frac{P}{2AE_0}};$$

$$b = a \sqrt{1 - e^2};$$

$$\sigma_0 = m_{\sigma} \sqrt[3]{PE^2 \left(\frac{1}{R_{\delta 2}} + \frac{1}{R_{p2}}\right)^2} = m_{\sigma} \sqrt[3]{4PA^2 E_0^2}.$$

Величина смятия материала

$$\delta = m_\delta \sqrt[3]{\frac{P}{E_0^2} \left(\frac{1}{R_{\delta 2}} + \frac{1}{R_{P2}} \right)} = m_\delta \sqrt[3]{\frac{2P^2 A}{E_0^2}}.$$

Модуль упругости стали $E = 2 \cdot 10^4$ кг/мм².

Величины m_a, m_σ, m_δ и e зависят от отношения $\frac{A}{B}$, где $A < B$ (табл. 1), при этом

$$A = 0,5 \left(\frac{1}{R_{p2}} + \frac{1}{R_{\delta 2}} \right) = \frac{1}{3036};$$

$$B = 0,5 \left(\frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{\delta 1}} \right) = \frac{11}{240};$$

$$\frac{A}{B} = 0,0072.$$

Таблица 1

Величины для расчета напряжений в контакте «колесо – рельс»

$\frac{A}{B}$	e	m_σ	m_a	m_δ
1	0	0,388	1,109	1,230
0,9	0,35	0,4	1,130	1,256
0,8	0,5	0,42	1,156	1,280
0,7	0,61	0,44	1,180	1,300
0,6	0,7	0,468	1,214	1,330
0,5	0,78	0,49	1,242	1,370
0,4	0,84	0,536	1,282	1,420
0,3	0,89	0,6	1,324	1,470
0,2	0,93	0,716	1,390	1,550
0,1	0,97	0,97	1,500	1,690
0,007	0,999	3,202	1,826	2,142

Получаем расчетные формулы:

$$a = 1,826 \sqrt[3]{\frac{P}{2AE_0}}; b = 0,045a; \delta = 2,142 \sqrt[3]{\frac{2AP^2}{E_0^2}}; \sigma_0 = 3,202 \sqrt[3]{4PA^2 E_0^2}.$$

Здесь сжимающая сила P равна нормальной составляющей силы P_r упругого отжатия рельса $P = P_r \cos \alpha$. Для представления качественной картины ограничимся расчетами для летних условий эксплуатации.

Оценка износа материала гребня бандажа

Износ материала гребня бандажа можно оценить по суммарному объему смятия материалов бандажа и рельса в области контакта при движении локомотива в кривой радиуса R_k и протяженностью пути проскальзывания $S_{\text{пр}}$.

Все дальнейшие расчеты выполнены для скорости локомотива $V_l = 80 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$.

Время одного оборота колеса

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{kl}}{V_l} = 0,177 \text{ с},$$

где V_l – скорость движения локомотива.

Скорость проскальзывания гребня по боковой грани рельса

$$V_k = \frac{V_l}{R_{kl}} h_k = 0,356 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

За один оборот колеса путь проскальзывания точки контакта

$$S_k = 2\pi h_k = 0,063 \text{ м}.$$

Время движения в кривых с суммарной длинной S_{kp}

$$t = \frac{S_{kp}}{V_{l}}.$$

В табл. 2 приведены значения времени движения в кривых различных радиусов при скорости 80 км/ч.

Таблица 2

Время движения в кривых

R_k , м	200	230	260	290	320	350	380	400
S_{kp} , м	143	580	1112	55291	12090	9297	11936	88553
t , с	6,436	26,103	50,045	2488	544,104	418,365	538,02	3996,45

Суммарный путь проскальзывания

$$S_{np} = V_k t = \frac{S_{kp}}{R_{kl}} h_k.$$

Расчетные значения суммарного пути проскальзывания при движении в кривых различных радиусов представлены в табл. 3.

Таблица 3

Суммарный путь проскальзывания

R_k , м	200	230	260	290	320	350	380	400
S_{kp} , м	143	580	1112	55291	12090	9297	11936	88553
S_{np} , м	2,288	9,28	17,792	884,656	193,44	148,94	191,53	89,95

Объем материала смятия в области контакта

$$V_{cm} = \frac{4}{3}\pi ab\delta.$$

Часть этого объема занимает материал гребня бандажа. Эта часть и даст оценку износа гребня. Общий объем материала смятия при движении локомотива в кривой радиуса R_k

$$V_{06} = \pi b\delta S_{np}.$$

При динамическом вписывании электровоза ЭП2К в кривые малого радиуса проявляется особый характер взаимодействия средних колесных пар тележек с рельсами. В кривых радиусов 350–400 м гребни бандажей второй и пятой по ходу электровоза колесных пар будут контактировать с гранью головки внутреннего рельса, что определяет наибольшие затраты энергии на преодоление сил трения и наибольший износ гребней бандажей этих колесных пар [4].

В табл. 4 и 5 представлены значения всех параметров и величин, приведенных выше, для средних колесных пар первой и второй по ходу тележек электровоза ЭП2К.

Таблица 4

Сводная таблица параметров и величин для контакта средней колесной пары первой по ходу тележки

Первая по ходу тележка								
R_k , м	200	230	260	290	320	350	380	400
P , Кн	37,3	22,29	8,3	0	0	19,58	11,66	7,07
a , мм	11,98	10,08	7,26	0	0	9,66	8,13	6,88
b , мм	0,54	0,454	0,33	0	0	0,435	0,37	0,31
δ , мм	0,61	0,431	0,22	0	0	0,396	0,28	0,201
S_{np} , м	2,3	9,28	17,8	0	0	149	191,5	89,95
$V_{06} 10^3$, мм	2,37	5,7	4,08	0	0	80,61	61,66	17,61

Таблица 5

**Сводная таблица параметров и величин для контакта средней колесной пары
второй по ходу тележки**

Вторая по ходу тележка								
R_k , м	200	230	260	290	320	350	380	400
P , КН	40,78	16,72	19,58	0	0	46,22	27,73	16,86
a , мм	12,33	9,16	9,66	0	0	12,86	10,18	9,19
b , мм	0,56	0,41	0,43	0	0	0,58	0,46	0,41
δ , мм	0,64	0,36	0,40	0	0	0,71	0,50	0,36
$S_{\text{пр}}$, м	2,3	9,28	17,8	0	0	149	191,5	89,95
$V_{06} 10^3$, мм	2,59	4,32	9,6	0	0	192,4	137,5	41,9

На рис. 3 представлены графики зависимости V_{06} от величины радиуса кривой для первой и второй по ходу тележек.

Как показывают расчеты, наибольший объем материала, участвующего в износе, приходится на кривые радиусов 350–400 м.

Этот результат хорошо согласуется с полученными ранее оценками по величинам работ сил трения в зоне контакта колеса и рельса [4].

Следует понимать, что полученный объем не определяет точного значения износа материала гребня колеса, а является лишь его частью. Для определения объема материала, подверженного смятию, используем значения твердостей материалов контактирующих тел.

Общую величину смятия δ можно представить в виде суммы двух составляющих:

$$\delta = \delta_p + \delta_k,$$

где δ_p и δ_k – смятие материалов рельса и колеса соответственно.

Эти величины можно вычислить из соотношения твердостей материалов рельса и колеса, определенных по методу Роквелла:

$$H_p = 100 - \frac{\delta_p}{e};$$

$$H_k = 100 - \frac{\delta_k}{e}.$$

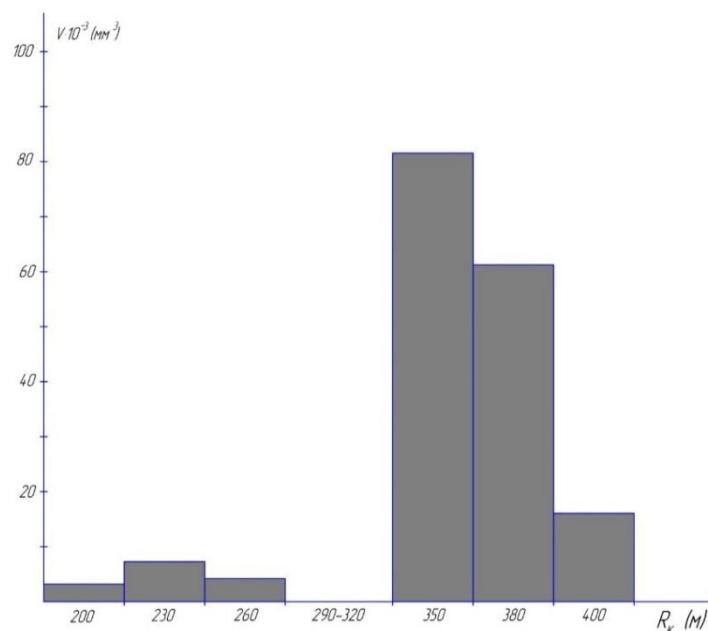


Рис. 3. Зависимость объема смятого материала от радиуса рельсовой колеи

Отсюда находим

$$\begin{aligned}\delta_k &= e(100 - H_k); \\ \delta_p &= e(100 - H_p).\end{aligned}$$

Обозначим

$$K = \frac{\delta_k}{\delta_p} = \frac{e(100 - H_k)}{e(100 - H_p)}.$$

Так как

$$\delta_k = \delta - \delta_p,$$

то получаем

$$\begin{aligned}\delta_k &= \frac{K\delta}{K+1}, \\ \delta_p &= \frac{\delta}{K+1}.\end{aligned}$$

Суммарный объем материала, подверженного смятию в области контакта колеса и рельса при движении локомотива в кривых участках пути,

$$V_{ob} = \pi b \delta \ S_{pr}.$$

Так как

$$\delta = \delta_p + \delta_k,$$

то общий объем смятия материала можно разбить на две составляющие:

- объем материала рельса $V_p = \pi b \delta_p \ S_{pr}$;
- объем материала гребня колеса $V_k = \pi b \delta_k \ S_{pr}$.

Здесь $\delta_k = \frac{K\delta}{K+1}$; $\delta_p = \frac{\delta}{K+1}$.

Полученные формулы позволяют находить величины износа материалов гребня колеса и головки рельса в зависимости от соотношения их твердостей, радиуса и протяженности кривой и скорости движения локомотива.

Заключение

Результаты теоретических исследований показали, что оценку величины износа материала гребня бандажа можно выполнять по суммарному объему смятия материалов бандажа и рельса в области их контакта с учетом радиуса кривой рельсовой колеи и протяженности пути проскальзывания гребня по боковой грани рельса.

При движении электровоза ЭП2К в кривых малого радиуса проявляется особый характер взаимодействия средних колесных пар тележек с рельсами. Гребни бандажей второй и пятой по ходу электровоза колесных пар будут контактировать с гранью головки внутреннего рельса, при этом наибольший объем материала, участвующего в износе, приходится на кривые радиусов 350–400 м.

Для определения объема материала, подверженного смятию (износу), необходимо использовать значения твердостей материалов контактирующих тел.

Список литературы

- 1 Электровоз ЭП2К. Руководство по эксплуатации. Техническое описание. – Коломна : Коломенский завод, 2006. – 233 с.
- 2 Галиев, И. И. Особенности взаимодействия экипажа и пути при движении электровоза ЭП2К в кривых малого радиуса / И. И. Галиев, В. Н. Ушак // Известия Транссиба. – 2022. – № 2 (50). – С. 108–115. – ISSN 2220-4245.
- 3 Шантаренко, С. Г. Влияние технологических и конструкционных параметров на работоспособность деталей и узлов локомотивов : монография / С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов, Е. В. Пономарев. – Омск : ОмГУПС, 2024. – 146 с.

References

- 1 Electric locomotive EP2K. Operation manual. Technical description. – Kolomna : Kolomna plant, 2006. – 233 p.
- 2 Galiev, I. I. The peculiarities of the interaction of the crew and the track during the movement of the electric locomotive EP2K in small radius curves / I. I. Galiev, V. N. Ushak // Izvestia Transsiba. – 2022. – No. 2 (50). – P. 108–115. – ISSN 2220-4245.
- 3 Shantarenko, S. G. The influence of technological and structural parameters on the performance of parts and assemblies of locomotives : monograph / S. G. Shantarenko, V. F. Kuznetsov,

4 **Шантаренко, С. Г.** Динамическое вписывание тележки электровоза ЭП2К в кривые рельсового пути / С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов, Н. С. Бойков // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 1 (65). – С. 80–88. – DOI 10.20291/2079-0392-2025-1-80-88.

E. V. Ponomarev. – Omsk : Omsk State Transport University, 2024. – 146 p.

4 **Shantarenko, S. G.** Dynamic fitting of the electric locomotive trolley EP2K into the curves of the rail track / S. G. Shantarenko, V. F. Kuznetsov, N. S. Boykov // Herald of the Ural state university of railway transport. – 2025. – No. 1 (65). – P. 80–88. – DOI 10.20291/2079-0392-2025-1-80-88.

S. G. Shantarenko, V. F. Kuznetsov

**EVALUATION OF WEAR OF WHEEL SET
RIMS OF ELECTRIC LOCOMOTIVE EP2K IN THE AREA
OF THEIR CONTACT WITH RAIL HEAD**

Abstract. The article presents the results of theoretical studies of the interaction of the wheel set treads and rails in the horizontal plane during the movement of the electric locomotive EP2K in the curves of the rail track.

Compressive forces in the contact zone of the wheel and rail determine the crushing of the material of the contacting bodies. In the curves with radii of 350–400 m, the ridges of the treads of the second and fifth wheel sets along the electric locomotive will contact the edge of the head of the internal rail, which determines the greatest energy consumption to overcome the forces of friction and the greatest wear of the treads of these wheel sets. The wear value of the flange material of the rim is estimated by total volume of crushing of the rim and rail materials in the area of their contact taking into account curve radius and the length of the wheel slip path.

The obtained formulas make it possible to find values of wear of wheel flange and rail head materials depending on the ratio of their hardnesses, the radius and length of the curve and the speed of the locomotive.

Keywords: EP2K electric locomotive, three-axle bogie, wheelset, wheel and rail contact, frictional friction, crushing of the rim and rail material, rim flange wear.

For citation: Shantarenko, S. G. Evaluation of wear of wheel set rims of electric locomotive EP2K in the area of their contact with rail head / S. G. Shantarenko, V. F. Kuznetsov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 2. – P. 163–170. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_2_163.

Сведения об авторах

Шантаренко Сергей Георгиевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
кафедра «Технологии транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава»,
доктор технических наук, профессор,
e-mail: ShantarenkoSG@omgups.ru

Кузнецов Виктор Федорович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
кафедра «Высшая математика»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: Krupskoi1-301@mal.ru

Information about the authors

Shantarenko Sergey Georgievich

Omsk State Transport University (OSTU),
Chair “Technologies of Transport Engineering and Rolling Stock Repair”,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
e-mail: ShantarenkoSG@omgups.ru

Kuznetsov Victor Fedorovich

Omsk State Transport University (OSTU),
Chair “Higher Mathematics”,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: Krupskoi1-301@mal.ru