

*А. Н. Балалаев, А. В. Жебанов, С. В. Коркина*

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ОБОДА КОЛЕСА ГРУЗОВОГО ВАГОНА В ПРОЦЕССЕ ТОРМОЖЕНИЯ

**Аннотация.** С целью соблюдения безопасности движения и контроля за параметрами вагонов в пути следования при походе к ПТО устанавливаются различные средства диагностики составных частей. В рамках реализации проектов по организации работы «безлюдных станций» на путях общего пользования размещается оборудование для контроля деталей и узлов грузового вагона (кузова, ходовых частей, тормозного оборудования). Выявление неисправностей тормозного оборудования заключается в обнаружении отсутствующих, волочащихся деталей и заклинивания колесных пар, например, при неправильной регулировке тормозной рычажной передачи. Рассматривается вопрос об использовании средств диагностики КТСМ-03 для выявления повышенного нагрева колесных пар при снижении скорости поезда на заданную величину в пределах контрольного участка. Определен температурный диапазон на ободе колеса грузового вагона, участвовавшего в процессе торможения, в зависимости от всех возможных соотношений параметров тормозного оборудования, находящихся в допустимых для эксплуатации пределах. Найденное расчетным путем значение максимального нагрева колеса от прижатия колодки к поверхности катания будет пороговым браковочным значением при контроле исправности тормозной системы средствами диагностики КТСМ-03.

**Ключевые слова:** грузовой вагон, процесс торможения, параметры тормозного оборудования, температура колеса, диагностика тормозов.

**Для цитирования:** Балалаев, А. Н. Распределение расчетной температуры обода колеса грузового вагона в процессе торможения / А. Н. Балалаев, А. В. Жебанов, С. В. Коркина // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 1. – С. 26–37. – DOI 10.46973/0201–727X\_2025\_1\_26.

### **Введение**

Тормозное оборудование грузового вагона по количеству отказов при эксплуатации подвижного состава постоянно занимает 3-е место среди всех остальных узлов. Процесс контроля исправного действия тормозов вагонов имеет большое значение в организации технического обслуживания на ПТО и представляет собой часто повторяющуюся операцию, обособленно проводимую без осмотра других составных частей вагона. Диагностика тормозного оборудования проводится на ПТО при помощи автоматизированных установок (АСДТ) или от локомотива, но в пути следования в настоящее время также имеется возможность выявления некорректной работы тормозов [1–3].

Одной из возможных систем диагностики тормозного оборудования является комплекс, способный дистанционно контролировать параметры тормозной системы вагона по величине температуры диска колеса после выполненной ступени торможения [4].

Возможность расчета температурных полей при взаимодействии тормозной колодки и железнодорожного колеса обосновывалась в работе [5].

На работу тормозного оборудования абсолютно исправного грузового вагона помимо параметров пути и погодных условий влияет ряд других показателей. Даже если они находятся в регламентирующих пределах (в соответствии с нормативно-технической литературой) их совокупность может привести как к увеличению, так и к уменьшению температуры колеса при торможении. Отмечалось влияние на тормозную силу наличия допустимых дефектов у тормозной колодки [6] и жесткости элементов тормозной колодки [7].

Параметры колесных пар грузовых вагонов и тормозного оборудования, такие как давление в тормозном цилиндре, толщина тормозной колодки, толщина обода колеса, размеры «А» и «а», а также передаточное число и КПД тормозной рычажной передачи, являются случайными величинами, допустимое изменение которых установлено нормативно-технической документацией [8–10].

Большое влияние на эффективность торможения и на температуру колеса при торможении оказывает коэффициент трения в системе «колесо – тормозная колодка». При этом величина коэффициента

трения тормозной колодки определяется следующими факторами [11]: химический состав и форма колодки; сила нажатия тормозной колодки на поверхность катания колеса; величина износа тормозной колодки; степень влажности; продолжительность действия силы трения; Уровень нагрева (температура) тормозной колодки и поверхности катания колеса. К сожалению, авторы [11] привели в своей работе экспериментальные данные, полученные в основном при исследовании чугунных тормозных колодок, однако выводы были сделаны о любых типах колодок.

В работе [12] отмечено влияние обледенения и увлажнения композиционной тормозной колодки на ее коэффициент трения, приведены данные об изменении коэффициента трения с течением времени, согласно которым у обледенелой тормозной колодки коэффициент трения за первые 6 с торможения повышается от 0,05 до 0,25, а затем в течение 24 с его значение повышается до 0,35. Автор делает вывод, что за первые 6 с происходят таяние льда и просушка колодки, а следующий процесс торможения осуществляется при использовании сухой колодки.

Некоторые параметры колесных пар и тормозной системы грузового вагона влияют на эффективность торможения и на температуру колеса при торможении совместно. Так в работе [13] дана оценка влияния износов колеса и тормозной колодки на эффективность работы тормозной рычажной передачи. В работе [14] анализировалось влияние зазоров в тормозной рычажной передаче на эффективность торможения. В работе [15] выполнен анализ эксплуатационных зазоров при расчете выхода штока тормозного цилиндра в тормозной системе грузового вагона.

Подробный анализ влияния параметров тормозной колодки на эффективность торможения приведен в работе [16]. В работе [17] показано влияние величины износа тормозной колодки на ее температуру в процессе торможения.

Таким образом, анализ процесса нагрева колеса от взаимодействия поверхности катания с колодкой во время процесса торможения позволяет сделать вывод: при соблюдении всех геометрических параметров тормозного оборудования в пределах значений исправного состояния их соотношение влияет на температуру колес (поверхности катания или обода) множества вагонов, делая ее для них случайной величиной.

Большое внимание многие исследователи уделяли вопросам расчета температуры различных частей колеса при взаимодействии колеса с тормозной колодкой и колеса с рельсом во время торможения. Теоретическое обоснование возможности диагностики тормозной системы грузовых вагонов по результатам измерения температуры колеса при снижении скорости движения поезда приводилось в работах [18, 19]. Если в работе [20] автор моделировал нестационарные тепловые процессы при взаимодействии колеса и рельса в процессе торможения, то в работе авторов [21] рассматривались процессы нагрева колеса и от взаимодействия с рельсом, и от взаимодействия с тормозной колодкой. В работе [22] авторы установили наиболее информативную поверхность колеса (обод) для реализации целей контроля температуры колеса в процессе торможения и диагностирования тормозов грузового поезда.

Чтобы установить возможность применения браковочного критерия для диагностики тормозов по температуре обода колеса, сначала следует определить расчетным или экспериментальным путем максимального диапазона изменения величины температуры обода колеса в процессе торможения, уточнить ее методику осреднения.

Целью настоящего исследования является определение влияния различных геометрических параметров тормозного оборудования, находящихся в пределах значений исправного состояния, на температуру обода колеса в процессе торможения.

### ***Основная часть***

В работе [21] исследовалось влияние массы вагона, начального уровня скорости поезда, величины снижения скорости поезда в процессе торможения, состояния атмосферы (температура воздуха), а также расположения вагона в поезде (в голове, середине или хвосте поезда) на нагрев обода колеса – значение средней температуры обода колеса после процесса торможения. Эта температура определялась решением задачи о теплопроводности в нестационарных условиях методом конечных элементов. В качестве начальных условий принималась тепловая мощность, которая выделяется в месте контакта пары «колесо – тормозная колодка». Тепловая мощность определялась для заданной массы вагона из допущения о равенстве изменения кинетической энергии и выделившейся в месте контакта колес и тормозных колодок тепловой энергии. В данной постановке было невозможно установить влияние на среднюю температуру обода колеса различных параметров тормозной системы конкретного вагона, так как снижение скорости при торможении рассчитывалось по основным и дополнительным удельным сопротивлениям поезда, которые отражают среднестатистические параметры тормозной системы множества вагонов.

В данной работе тепловая мощность, выделяющаяся при взаимодействии колеса с тормозной колодкой, определяется в соответствии с [8] в зависимости от величины давления в тормозном цилиндре, выхода штока тормозного цилиндра, величины сжатия пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, площади тормозной колодки, которые для конкретного вагона могут изменяться в некоторых пределах. Величина теплового потока находится при этом из выражения

$$Q_k = \varphi_k \cdot K_d \cdot v_{sri}, \quad (1)$$

где  $\varphi_k$  – действительный коэффициент трения колодки;  $K_d$  – действительная сила тормозного нажатия колодки на колесо, кН;  $v_{sri} = 0,5(v_{0i} + v_k)$  – средняя скорость  $i$ -го вагона в поезде, м/с;  $v_{0i}$  – скорость вагона в момент прохождения через его тормозную магистраль тормозной волны, м/с;  $v_k$  – скорость поезда в конце процесса торможения, м/с.

Величина действительного коэффициента трения колодки, входящая в уравнение (1), согласно [8, с. 12], находится для композиционных колодок по формуле:

$$\varphi_k = 0,44 \cdot \frac{(0,1K_d + 20) \cdot (V_{sri} + 150)}{(0,4K_d + 20) \cdot (2V_{sri} + 150)}, \quad (2)$$

где  $V_{sri} = 0,5(V_{0i} + V_k)$  – средняя скорость  $i$ -го вагона в поезде, км/ч;  $V_{0i}$  – скорость вагона в момент прохождения через его тормозную магистраль тормозной волны, км/ч;  $V_k$  – скорость поезда в конце процесса торможения, км/ч.

Величина действительной силы тормозного нажатия, приходящаяся на одну колодку, входящая в уравнения (1) и (2), находится по рекомендациям [8, с. 10] из выражения:

$$K_d = \frac{1}{m} \cdot \left( \frac{\pi D_c^2}{4} \cdot P_c \cdot \eta_c - F_1 - F_2 \right) \cdot n \cdot \eta_p, \quad (3)$$

где  $m$  – число колодок, приходящихся на один тормозной цилиндр;  $D_c$  – площадь поршня тормозного цилиндра, м<sup>2</sup>;  $P_c$  – давление в тормозном цилиндре, кПа;  $\eta_c = 0,98$  – КПД тормозного цилиндра, согласно [8];  $F_1$  – сила сжатия отпускной пружины тормозного цилиндра, кН;  $F_2$  – сила сжатия пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи, кН;  $n = 5,9$  – передаточное отношение тормозной рычажной передачи;  $\eta_p = 0,95$  – КПД тормозной рычажной передачи, согласно [8].

Величина диаметра поршня тормозного цилиндра  $D_c$  связана с числом колодок, приходящихся на один тормозной цилиндр  $m$ , следующим образом: если у вагона один тормозной цилиндр, то  $D_c = 0,356$  м, а  $m = 8$ , если у вагона по тележечное торможение и два тормозных цилиндра, то  $D_c = 0,254$  м и  $m = 4$ .

Величина давления в тормозном цилиндре  $P_c$  на первой ступени торможения, входящая в уравнение (3), регламентирована документом [10, с. 17], в соответствии с которым минимальное значение  $P_c$  для порожнего вагона равно 80 кПа, значение  $P_c$  для груженого вагона без установки авторежима при включении воздухораспределителя на средний режим равно 90 кПа, максимальное значение  $P_c$  для груженого вагона равно 100 кПа.

Величина силы сжатия отпускной пружины тормозного цилиндра  $F_1$ , входящая в уравнение (3), согласно [8, с. 11], находится из выражения:

$$F_1 = P_0 + G_c \cdot L_{sc}, \quad (4)$$

где  $P_0$  – сила предварительного сжатия отпускной пружины тормозного цилиндра, для тормозного цилиндра  $D_c = 0,356$  м  $P_0 = 1,56$  кН, для тормозного цилиндра  $D_c = 0,254$  м  $P_0 = 0,883$  кН [8, с. 20];  $G_c$  – жесткость отпускной пружины тормозного цилиндра для тормозного цилиндра  $D_c = 0,356$  м  $G_c = 6,45$  кН/м, для тормозного цилиндра  $D_c = 0,254$  м  $G_c = 2,3$  кН/м [8, с. 20];  $L_{sc}$  – выход штока тормозного цилиндра, для тормозного цилиндра  $D_c = 0,356$  м при выполнении ступени торможения при использовании композиционных тормозных колодок  $L_{sc} = 0,04 \dots 0,08$  м [9, с. 63], для тормозного цилиндра  $D_c = 0,254$  м с максимальным выходом штока 125 мм  $L_{sc} = 0,025 \dots 0,065$  м [8, с. 19].

Величина силы сжатия пружины авторегулятора тормозной рычажной передачи  $F_2$ , входящая в уравнение (3), согласно [8, с. 11] находится из выражения

$$F_2 = (P_r + G_r \cdot L_r) \cdot n, \quad (5)$$

где  $P_r = 0,883$  кН – сила предварительного сжатия пружины авторегулятора;  $G_r = 20,3$  кН/м – жесткость пружины авторегулятора;  $L_r = 0,01 \dots 0,0131$  м – величина сжатия пружины авторегулятора;  $n_r = 0,47$  – передаточное отношение привода (рычажного) авторегулятора тормозной рычажной передачи [8, с. 21].

Величина средней скорости  $i$ -го вагона в поезде  $V_{sri}$  ( $v_{sri}$ ), входящая в уравнения (1) и (2), определяется длиной и массой состава, скоростью прохождения тормозной волны, расстоянием от вагона в поезде до локомотива, а также зависит от скоростей начала  $V_0$  и конца  $V_k$  торможения поезда. Если принять значение начальной скорости торможения поезда  $V_0 = 60$  км/ч, значение конечной скорости  $V_k = 40$  км/ч, то скорость вагона в момент прохождения через его тормозную магистраль тормозной волны  $V_{0i}$  может быть найдена из выражения, приведенного в [21, с. 11], полученного из тормозных расчетов по рекомендациям [10] для массы состава 1800 т и длины состава 812 м:

$$V_{0i} = 60,126 - 1,916 \cdot \tau + 0,016 \cdot \tau, \quad (6)$$

где  $\tau$  – время, определяемое, как частное от деления расстояния вагона в поезде до локомотива на скорость тормозной волны, с. Так, при скорости тормозной волны 180 м/с для вагона в хвосте поезда (расстояние до локомотива 800 м) скорость вагона в момент прохождения через его тормозную магистраль тормозной волны по формуле (6)  $V_{0i} = 52,8$  км/ч или  $v_{0i} = 14,66$  м/с.

Анализ величин, входящих в выражения (1)–(6) и заданных диапазонами их изменения, показал, что вариативность величины теплового потока  $Q_k$ , входящего в колесо при торможении, зависит от таких параметров тормозной системы, как выход штока тормозного цилиндра  $L_{sc}$ , сжатие пружины регулятора тормозной рычажной передачи  $L_r$ , количество тормозных цилиндров на вагоне, давление воздуха в тормозном цилиндре, а также от средней скорости  $i$ -го вагона в поезде.

В табл. 1 представлены значения указанных параметров, приводящих к минимальному значению величины теплового потока  $Q_k$  для массы состава 1800 т, длины поезда 812 м, начальной скорости торможения поезда  $V_0 = 60$  км/ч, конечной скорости  $V_k = 40$  км/ч.

Таблица 1

**Параметры тормозной системы вагона,  
при которой величина теплового потока  $Q_k$  минимальна**

Параметр тормозной системы грузового вагона	Значение параметра	Величина теплового потока $Q_k$ , Вт
Порожний вагон (композиционные колодки, наличие авторежима)		
Величина выхода штока тормозного цилиндра $L_{sc}$ , м	0,065	16810
Величина сжатия пружины регулятора тормозной рычажной передачи $L_r$ , м	0,0131	
Количество тормозных цилиндров на вагоне	2	
Давление воздуха в тормозном цилиндре при ступени торможения, кПа	80	
Средняя скорость $i$ -го вагона в поезде (в хвосте состава) при торможении, м/с	12,89	
Груженный вагон (композиционные колодки, воздухораспределитель настроен на средний режим)		
Величина выхода штока тормозного цилиндра $L_{sc}$ , м	0,065	20100
Величина сжатия пружины регулятора тормозной рычажной передачи $L_r$ , м	0,0131	
Количество тормозных цилиндров на вагоне	2	
Давление воздуха в тормозном цилиндре при ступени торможения, кПа	90	
Средняя скорость $i$ -го вагона в поезде (в хвосте состава) при торможении, м/с	12,89	

Окончание табл. 1

Параметр тормозной системы грузового вагона	Значение параметра	Величина теплового потока $Q_k$ , Вт
Порожний вагон (композиционные колодки, наличие авторежима)		
Величина выхода штока тормозного цилиндра $L_{sc}$ , м	0,065	16810
Величина сжатия пружины регулятора тормозной рычажной передачи $L_r$ , м	0,0131	
Количество тормозных цилиндров на вагоне	2	
Давление воздуха в тормозном цилиндре при ступени торможения, кПа	80	
Средняя скорость $i$ -го вагона в поезде (в хвосте состава) при торможении, м/с	12,89	
Груженный вагон (композиционные колодки, воздухораспределитель настроен на средний режим)		
Величина выхода штока тормозного цилиндра $L_{sc}$ , м	0,065	20100
Величина сжатия пружины регулятора тормозной рычажной передачи $L_r$ , м	0,0131	
Количество тормозных цилиндров на вагоне	2	
Давление воздуха в тормозном цилиндре при ступени торможения, кПа	90	
Средняя скорость $i$ -го вагона в поезде (в хвосте состава) при торможении, м/с	12,89	

В табл. 2 представлены значения указанных выше параметров, приводящих к максимальному значению величины теплового потока  $Q_k$ .

Таблица 2

**Параметры тормозной системы вагона,  
при которой величина теплового потока  $Q_k$  максимальна**

Параметр тормозной системы грузового вагона	Значение параметра	Величина теплового потока $Q_k$ , Вт
Порожний вагон (композиционные колодки, воздухораспределитель настроен на порожний режим)		
Величина выхода штока тормозного цилиндра $L_{sc}$ , м	0,08	20450
Величина сжатия пружины регулятора тормозной рычажной передачи $L_r$ , м	0,01	
Количество тормозных цилиндров на вагоне	1	
Давление воздуха в тормозном цилиндре при ступени торможения, кПа	80	
Средняя скорость $i$ -го вагона в поезде (в голове состава) при торможении, м/с	13,89	
Груженный вагон (композиционные колодки, воздухораспределитель настроен на груженный режим)		
Величина выхода штока тормозного цилиндра $L_{sc}$ , м	0,08	26350
Величина сжатия пружины регулятора тормозной рычажной передачи $L_r$ , м	0,01	
Количество тормозных цилиндров на вагоне	1	
Давление воздуха в тормозном цилиндре при ступени торможения, кПа	100	
Средняя скорость $i$ -го вагона в поезде (в голове состава) при торможении, м/с	13,89	

Как видно из сравнения данных в табл. 1 и 2, вариативность величины теплового потока у порожнего вагона составляет 17,8 %, а у груженого – 23,7 %.

Величины тепловых потоков из табл. 1 и 2 использовались как исходные данные для расчета по МКЭ нестационарной задачи определения средней температуры обода колеса по методике, изложенной в [21, 22].

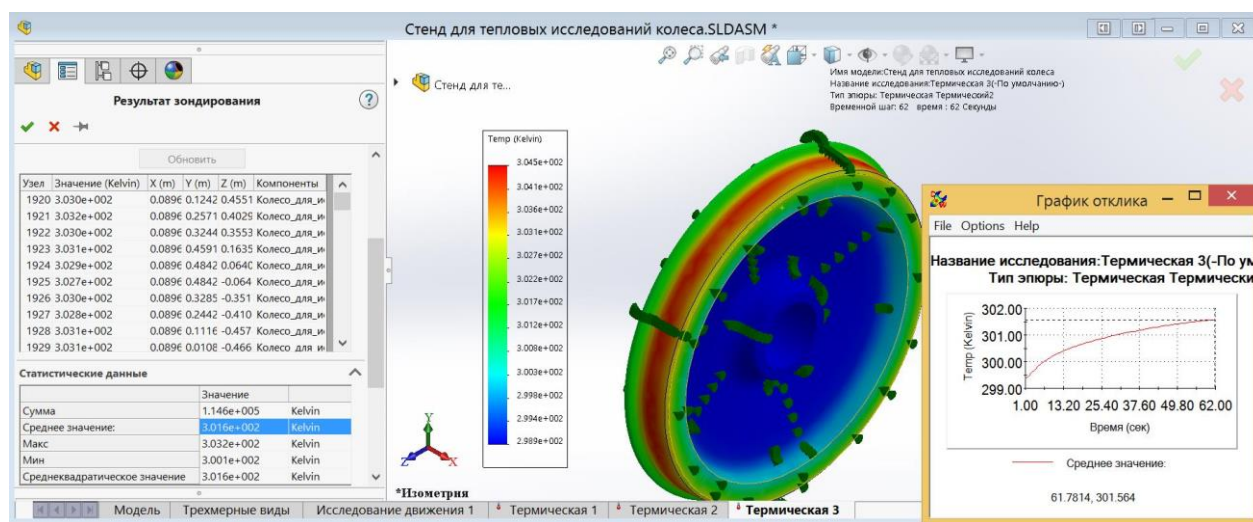
Для установления диапазона температур обода колеса при торможении, вызванного вариацией параметров тормозной системы, различным расстоянием вагона от локомотива и температурой окружающей среды, использовался тестовый пример, описанный в [21, 22]. В этом примере рассчитывался тормозной путь при снижении скорости движения поезда с 60 км/ч до 40 км/ч, определялось, время торможения (11,5 с), время прохождения контрольного участка (расстояние до пункта измерения температур колес), которое равнялось 62 с, при количестве вагонов в поезде, равном 52, массе состава 1800 т, длине поезда 812 м. Как и в [21, 22], проводились по МКЭ три термических исследования в SolidWorks Simulation.

В первом стационарном исследовании устанавливались параметры конвективного теплообмена с окружающей средой всех свободных поверхностей колеса для получения значений температуры в узлах конечных элементов, равных температуре окружающей среды.

Во втором нестационарном термическом исследовании задавалась длительность процесса (время торможения) – 11,5 с с шагом по времени – 0,5 с. В качестве начальных условий приняты результаты первого исследования. Термическая нагрузка задавалась одним из значений теплового потока (см. табл. 1 или 2), приложенного к поверхности катания колеса. В качестве граничных условий устанавливались параметры конвективного теплообмена с окружающей средой свободных поверхностей колеса, задавались коэффициент теплоотдачи и температура окружающей среды.

В третьем нестационарном термическом исследовании задавалась длительность процесса 62 с (время движения поезда после торможения до пункта измерения температур колес), шаг по времени 1 с, в качестве начальных условий указывались результаты второго исследования на конечном шаге по времени этого исследования. Термическая нагрузка отсутствовала, в качестве граничных условий также устанавливались параметры конвективного теплообмена колеса с окружающей средой. Коэффициенты теплоотдачи устанавливались так же, как в [21, 22].

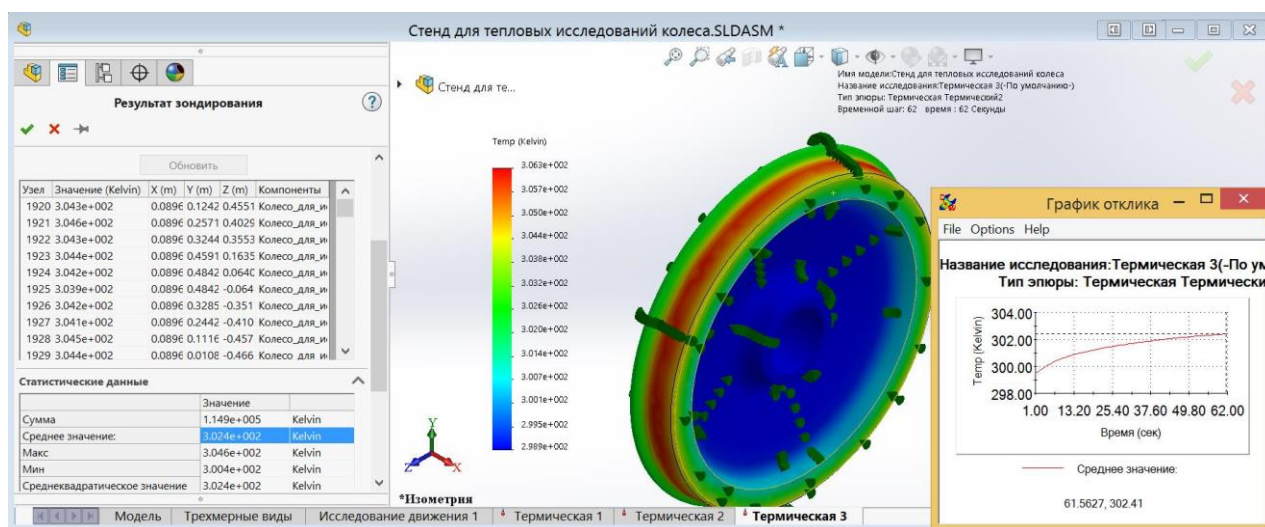
На рис. 1 представлены результаты расчета по МКЭ в третьем термическом исследовании средней температуры обода колеса порожнего вагона с параметрами, обеспечивающими минимальное значение теплового потока, направленного в колесо (согласно табл. 1 – 16810 Вт), при температуре окружающей среды 298,9 К.



**Рис. 1. Результаты расчета средней температуры обода колеса при минимальном тепловом потоке в летний период**

Как видно из таблицы результатов на рис. 1, среднее значение температуры обода равнялось 301,6 К, что на 2,7 К больше температуры окружающей среды. Также из графика в правом нижнем углу на рис. 1 видно, что средняя температура обода колеса имеет тенденцию возрастания с течением времени.

На рис. 2 представлены результаты расчета в третьем термическом исследовании средней температуры обода колеса груженого вагона с параметрами, обеспечивающими максимальное значение теплового потока, направленного в колесо (согласно табл. 2 – 26350 Вт), также при температуре окружающей среды 298,9 К.



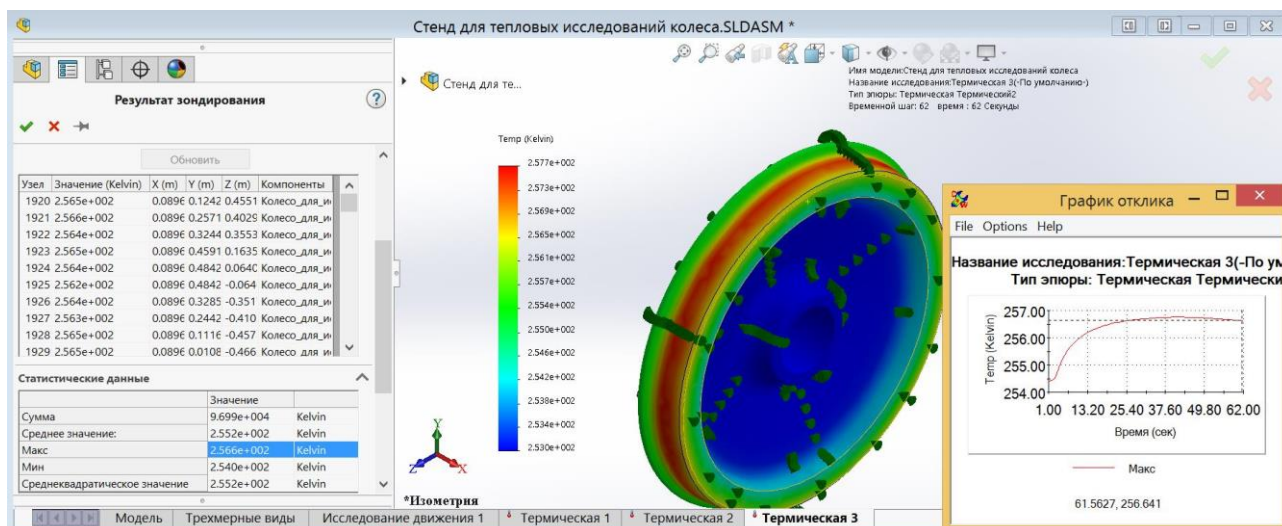
**Рис. 2. Результаты расчета средней температуры обода колеса при максимальном тепловом потоке в летний период**

Как видно из таблицы результатов на рис. 2, среднее значение температуры обода равнялось 302,4 К, что на 3,5 К больше температуры окружающей среды.

Разность значений средней температуры обода при максимальном и минимальном тепловых потоках составила всего 1,2 К, однако в процентном отношении этой величины к разности между средней температурой обода и температурой окружающей среды разность составляет 34 %.

Если в качестве характерной температуры колеса фиксировать максимальное значение температуры обода, то получаются большие значения разности этой температуры и окружающей среды.

На рис. 3 представлены результаты расчета по МКЭ в третьем термическом исследовании максимальной температуры обода колеса порожнего вагона с параметрами, обеспечивающими минимальное значение теплового потока (16810 Вт), при температуре окружающей среды 253 К.

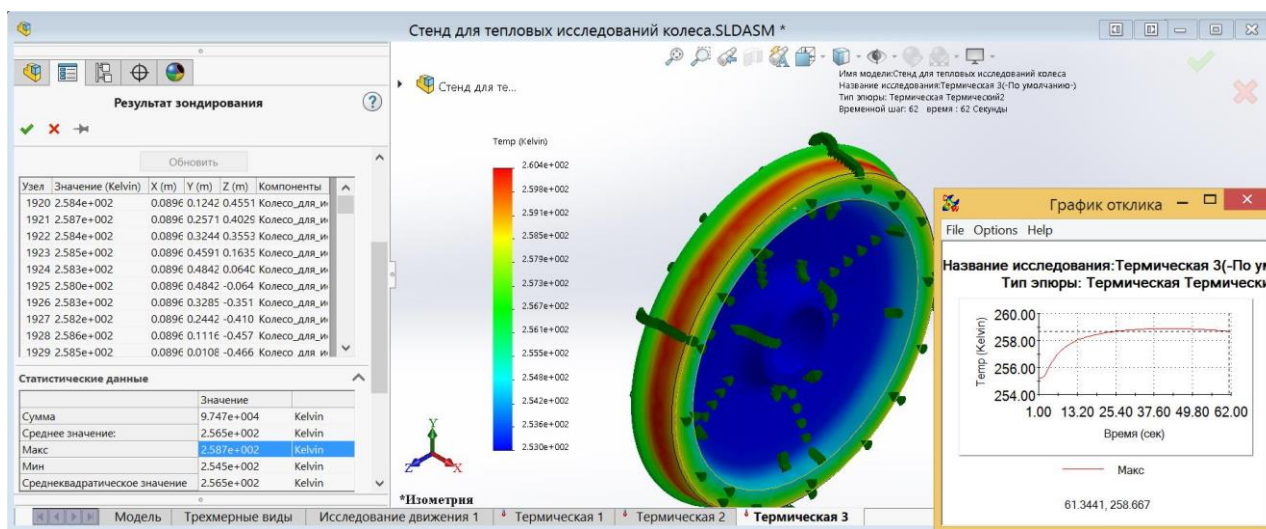


**Рис. 3. Результаты расчета максимальной температуры обода колеса при минимальном тепловом потоке в зимний период**

Как видно из таблицы результатов на рис. 3, максимальное значение температуры обода равнялось 256,6 К, что на 3,6 К больше температуры окружающей среды. Также из графика в правом нижнем углу рис. 3 видно, что максимальная температура обода колеса с 25 с имеет тенденцию стабилизации, что

делает этот параметр контроля менее зависимым от расстояния до места измерения температуры колеса, чем средняя температура обода.

На рис. 4 представлены результаты расчета в третьем термическом исследовании максимальной температуры обода колеса груженого вагона с параметрами, обеспечивающими максимальное значение теплового потока (26350 Вт), при температуре окружающей среды 253 К.



**Рис. 4. Результаты расчета максимальной температуры обода колеса при максимальном тепловом потоке в зимний период**

Как видно из таблицы результатов на рис. 4, максимальное значение температуры обода равнялось 258,7 К, что на 5,7 К больше температуры окружающей среды. Разница по величине превышения максимальной температуры обода колеса над температурой окружающей среды при максимальном и минимальном тепловом потоке, направленном в колесо при торможении, равна 2,1 К или в процентном отношении этой величины к разности между максимальной температурой обода и температурой окружающей среды 37 %.

Таким образом, вариативность параметров, указанных в табл. 1 и 2, приводит к изменению разности между максимальной температурой обода и температурой окружающей среды на 37 %.

### Выводы

Параметры тормозной системы, такие как давление в тормозном цилиндре при ступени торможения, величина выхода штока тормозного цилиндра, величина сжатия пружины регулятора тормозной рычажной передачи и средняя скорость вагона при торможении, являются случайными величинами. Даже если все эти параметры находятся в пределах значений исправного состояния, их соотношение влияет на величину температуры обода колеса при торможении, делая ее случайной величиной. Расчеты по МКЭ позволили установить диапазоны изменения максимальной и средней температуры обода колеса при торможении с учетом допустимых вариаций параметров тормозной системы и положения вагона в поезде. Найденное расчетным путем значение максимального нагрева обода колеса от снижения скорости поезда на заданную величину может являться пороговым браковочным значением при контроле исправности тормозной системы средствами диагностики КСТМ-03.

### Список литературы

- 1 Кокшенова, Ю. А. Обзор систем диагностики тормозного оборудования вагонов / Ю. А. Кокшенова, М. В. Яранцев // Транспортная инфраструктура Сибирского региона : материалы Десятой Международной научно-практической конференции, 21–24 мая 2019 г., Иркутск : в 2 т. – Иркутск : ИрГУПС, 2019. – Т. 2. – С. 208–212. – ISBN 978-5-98710-365-4.
- 2 Салтыков, Д. Н. О необходимости создания инфракрасных напольных систем для контроля

### References

- 1 Kokshenova, Yu. A. Review of diagnostic systems of brake equipment of wagons / Yu. A. Kokshenova, M. V. Yarantsev // Transport infrastructure of the Siberian region : Proceedings of the Tenth International scientific and practical conference, May 21–24– 2019, Irkutsk : in 2 vols. – Irkutsk : IrGUPS, 2019. – Vol. 2. – P. 208–212 – ISBN 978-5-98710-365-4.
- 2 Saltykov, D. N. On the need to create infrared floor systems for monitoring the performance of

- работоспособности тормозов на железных дорогах России / Д. Н. Салтыков, П. И. Шалупина // Транспорт Урала. – 2018. – № 2 (57). – С. 47–51. – DOI 10.20291/1815-9400-2018-2-47-51.
- 3 Экспериментальные исследования бесконтактного теплового контроля колодочных тормозов грузового подвижного состава / А. А. Миронов, Д. Н. Салтыков, А. Э. Павлюков, П. И. Шалупина // Транспорт Урала. – 2021. – № 1 (68). – С. 20–25. – DOI 10.20291/1815-9400-2021-1-20-25.
- 4 **Ефимов, Р. А.** Оценка тепловых нагрузений цельнокатаного колеса вагона при торможении : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация / Р. А. Ефимов. – Москва : МИИТ, 2017. – 24 с.
- 5 **Першин, В. К.** Моделирование тепловых режимов при фрикционном взаимодействии колеса и тормозной колодки / В. К. Першин, Л. А. Фишбеин // Транспорт Урала. – 2005. – № 1 (4). – С. 34–44. – ISSN 1815-9400.
- 6 **Павлюков, А. Э.** Тормозные колодки грузовых вагонов: анализ повреждаемости и факторов, влияющих на создание тормозной силы / А. Э. Павлюков, О. В. Черепов, П. И. Шалупина // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2017. – № 4 (36). – С. 4–11. – DOI 10.20291/2079-0392-2017-4-4-11.
- 7 **Яицков, И. А.** Влияние жесткости элементов тормозных колодок на динамические нагрузки при торможении / И. А. Яицков, П. А. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 1 (85). – С. 36–45. – DOI 10.46973/0201-727X\_2022\_1\_36.
- 8 **ГОСТ 34434–2018.** Тормозные системы грузовых железнодорожных вагонов. Технические требования и правила расчета. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 27 с.
- 9 Правила технического обслуживания тормозного оборудования и управления тормозами железнодорожного подвижного состава : утверждены заседанием Совета по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества, протокол от 6–7 мая 2014 г. № 60. – Москва, 2015. – 162 с.
- 10 Общее руководство по ремонту тормозного оборудования вагонов: 732-ЦВ-ЦЛ : утверждено Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества / Дирекция Совета по ж.-д. трансп. Государств – участников Содружества. – Москва : Трансинфо, 2011. – 215 с. – ISBN 978-5-93647-022-6.
- 11 Анализ факторов, влияющих на коэффициент трения тормозной колодки подвижного состава / А. А. Корсун, П. Ю. Иванов, Д. В. Осипов, brakes on the railways of Russia / D. N. Saltykov, P. I. Shalupina // Transport of the Urals. – 2018. – No. 2 (57). – P. 47–51. – DOI 10.20291/1815-9400-2018-2-47-51.
- 3 Experimental studies of contactless thermal control of pad brakes of freight rolling stock / A. A. Mironov, D. N. Saltykov, A. E. Pavlyukov, P. I. Shalupina // Transport of the Urals. – 2021. – No. 1 (68). – P. 20–25. – DOI 10.20291/1815-9400-2021-1-20-25.
- 4 **Efimov, R. A.** Assessment of thermal loads of a solid-rolled wagon wheel during braking : Abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.22.07 – Railway rolling stock, train traction and electrification / R. A. Efimov. – Moscow : MIIT, 2017. – 24 p.
- 5 **Pershin, V. K.** Modeling of thermal regimes during frictional interaction of a wheel and a brake pad / V. K. Pershin, L. A. Fishbein // Transport of the Urals. – 2005. – No. 1 (4). – P. 34–44. – ISSN 1815-9400.
- 6 **Pavlyukov, A. E.** Brake pads of freight cars: analysis of damage and factors affecting the creation of braking force / A. E. Pavlyukov, O. V. Cherepov, P. I. Shalupina // Herald of the Ural State University of Railway Transport. – 2017. – No. 4 (36). – P. 4–11. – DOI 10.20291/2079-0392-2017-4-4-11.
- 7 **Yaitskov, I. A.** The influence of stiffness of brake pad elements on dynamic loads during braking / I. A. Yaitskov, P. A. Polyakov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2022. – No. 1 (85). – P. 36–45. – DOI 10.46973/0201-727X\_2022\_1\_36.
- 8 **GOST 34434–2018.** Braking systems of freight railway wagons. Technical requirements and calculation rules. – Moscow : Standartinform, 2018. – 27 p.
- 9 Rules for maintenance of brake equipment and brake control of railway rolling stock : Approved by the meeting of the Council on Railway Transport of the CIS Member States, Protocol No. 60 dated May 6–7, 2014. – Moscow, 2015. – 162 p.
- 10 General manual for the repair of brake equipment for wagons: 732-CV-CL : approved by the Council for Railway Transport of the Commonwealth member States / Directorate of the Council for Railway Transport. member States of the Commonwealth. – Moscow : Transinfo, 2011. – 215 p. – ISBN 978-5-93647-022-6.
- 11 Analysis of factors influencing the coefficient of friction of a rolling stock brake pad / A. A. Korsun, P. Y. Ivanov, D. V. Osipov, D. A. Tikhonov //

- Д. А. Тихонов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 2 (74). – С. 91–100. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.2(74).91-100.
- 12 **Асадченко, В. Р.** Разработка метода расчета тормозного пути при композиционных тормозных колодках в зимних условиях эксплуатации / В. Р. Асадченко, А. В. Ермилов // Научно-технический вестник Поволжья. – 2013. – № 2. – С. 73–78. – ISSN 2079-5920.
- 13 **Тулузин, С. В.** Оценка работоспособности тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона на различных стадиях износа колодок и колес / С. В. Тулузин, Д. В. Горский // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2015. – № 2. – С. 38–44. – ISSN 2223-9731.
- 14 **Шарашенидзе, Г. С.** Анализ динамической точности тормозной рычажной передачи с зазорами грузовых вагонов / Г. С. Шарашенидзе, Т. Д. Григорашвили, С. Г. Шарашенидзе // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2004. – № 4. – С. 48–51. – ISSN 0201-727X.
- 15 **Синицын, В. В.** Учет эксплуатационных зазоров при расчете выхода штока тормозного цилиндра в тормозной системе грузового вагона / В. В. Синицын, Г. И. Петров // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 4 (65). – С. 105–110. – ISSN 1818-5509.
- 16 **Евсеев, Д. Г.** Оценка эффективности работы тормозных колодок грузовых вагонов / Д. Г. Евсеев, Е. А. Коченов // Наука и техника транспорта. – 2024. – № 1. – С. 31–33. – ISSN 2074-9325.
- 17 Исследование температуры тормозных колодок с разной степенью износа в процессе фрикционного торможения / П. Ю. Иванов, А. М. Худонов, Е. Ю. Дульский [и др.] // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 3 (47). – С. 27–34. – DOI 10.20291/2079-0392- 2020-3-27-34.
- 18 Диагностическая модель теплового контроля колес подвижного состава / А. А. Миронов, Д. Н. Салтыков, А. Э. Павлюков, П. И. Шалупина // Транспорт Урала. – 2019. – № 3 (62). – С. 36–40. – DOI 10.20291/1815-9400-2019-3-36-40.
- 19 **Шалупина, П. И.** Исследование процесса теплового контроля колодочных тормозов подвижного состава методом имитационного моделирования / П. И. Шалупина // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2020. – № 4 (89). – С. 31–42. – DOI 10.30987/1999-8775-2020-4-31-42.
- Modern technologies. System analysis. Modeling. – 2022. – No. 2 (74). – P. 91–100. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.2(74).91-100.
- 12 **Asadchenko, V. R.** Development of a method for calculating the braking distance for composite brake pads in winter operating conditions / V. R. Asadchenko, A. V. Ermilov // Scientific and Technical Bulletin of the Volga region. – 2013. – No. 2. – P. 73–78. – ISSN 2079-5920.
- 13 **Tuluzin S. V.** Evaluation of the operability of the brake lever transmission of a freight wagon trolley at various stages of wear of pads and wheels / S. V. Tuluzin, D. V. Gorsky // Bulletin of the Scientific Research Institute of Railway Transport. – 2015. – No. 2. – P. 38–44. – ISSN 2223-9731.
- 14 **Sharashenidze G. S.** Analysis of dynamic accuracy of a brake lever transmission with gaps in freight wagons / G. S. Sharashenidze, T. D. Grigorashvili, S. G. Sharashenidze // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2004. – No. 4. – P. 48–51. – ISSN 0201-727X.
- 15 **Sinitsyn, V. V.** Accounting for operational clearances when calculating the output of the brake cylinder rod in the braking system of a freight car / V. V. Sinitsyn, G. I. Petrov // Trudy Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2023. – No. 4 (65). – P. 105–110. – ISSN 1818-5509.
- 16 **Evseev, D. G.** Evaluation of the effectiveness of the brake pads of freight wagons / D. G. Evseev, E. A. Kochenov // Science and Technology of transport. – 2024. – No. 1. – P. 31–33. – ISSN 2074-9325.
- 17 Investigation of the temperature of brake pads with different degrees of wear during friction braking / P. Yu. Ivanov, A. M. Khudonogov, E. Yu. Dulsky [et al.] // Bulletin of the Ural State University of Railways. – 2020. – No. 3 (47). – P. 27–34. – DOI 10.20291/2079-0392-2020-3-27-34.
- 18 Diagnostic model of thermal control of rolling stock wheels / A. A. Mironov, D. N. Saltykov, A. E. Pavlyukov, P. I. Shalupina // Transport of the Urals. – 2019. – No. 3 (62). – P. 36–40. – DOI 10.20291/1815-9400-2019-3-36-40.
- 19 **Shalupina, P. I.** Investigation of the process of thermal control of rolling stock brake pads by simulation modeling / P. I. Shalupina // Bulletin of the Bryansk State Technical University. – 2020. – No. 4 (89). – P. 31–42. – DOI 10.30987/1999-8775-2020-4-31-42.

20 **Соседкина, О. С.** Теоретическое исследование процессов теплообмена в системе «колесо – рельс» при торможении / О. С. Соседкина // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 4 (40). – С. 121–125. – ISSN 0201-727X.

21 **Балалаев, А. Н.** Распределение теплоты между колесом, рельсом и тормозной колодкой при различных режимах торможения грузового состава / А. В. Жебанов, С. В. Коркина // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 2 (90). – С. 8–19. – DOI 10.46973/0201-727X\_2023\_2\_8.

22 **Балалаев, А. Н.** Выбор поверхности контроля нагрева колеса грузового вагона при торможении с целью диагностики тормозов / А. Н. Балалаев, А. В. Жебанов, С. В. Коркина // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 4 (92). – С. 219–226. – DOI 10.46973/0201-727X\_2023\_4\_219.

20 **Sosedkina, O. S.** Theoretical study of heat exchange processes in the wheel–rail braking system / O. S. Sosedkina // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2010. – No. 4 (40). – P. 121–125. – ISSN 0201-727X.

21 **Balalaev, A. N.** Heat distribution between the wheel, rail and brake boat under various modes of braking of freight train / A. V. Zhebanov, S. V. Korkina // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2023. – No. 2 (90). – P. 8–19. – DOI 10.46973/0201-727X\_2023\_2\_8.

22 **Balalaev, A. N.** Selection of the heating surface of a freight wagon wheel during braking for brake diagnostics / A. N. Balalaev, A. V. Zhebanov, S. V. Korkina // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2023. – No. 4 (92). – P. 219–226. – DOI 10.46973/0201-727X\_2023\_4\_219.

*A. N. Balalaev, A. V. Zhebanov, S. V. Korkina*

#### **DISTRIBUTION OF THE CALCULATED TEMPERATURE OF THE RIM OF A FREIGHT WAGON WHEEL DURING BRAKING**

**Abstract.** In order to ensure traffic safety and monitor the parameters of the wagons en route, various diagnostic tools for the components are installed when approaching the maintenance depot (PTO). Currently, as part of the implementation of projects to organize the operation of "unmanned stations" on public tracks, equipment for monitoring parts and assemblies of freight wagons (body, chassis, braking equipment) is being placed. The detection of brake equipment malfunctions consists of detecting missing, dragging parts and jamming of wheelsets, for example, if the brake lever gear is incorrectly adjusted. The article considers the issue of using KTSM-03 diagnostic tools to detect increased heating of the wheelsets when the train speed decreases by a specified value within the control. The temperature ranges on the rim of the wheel of a freight car involved in the braking process is determined, depending on all possible ratios of the parameters of the braking equipment that are within acceptable operating limits. The calculated value of the maximum heating of the wheel from pressing the pads to the rolling surface will be the threshold rejection value when monitoring the serviceability of the braking system using KSTM-03 diagnostic tools.

**Keywords:** freight car, braking process, brake equipment parameters, wheel temperature, brake diagnostics.

**For citation:** Balalaev, A. N. Distribution of the calculated temperature of the rim of a freight wagon wheel during braking / A. N. Balalaev, A. V. Zhebanov, S. V. Korkina // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2025. – No. 1. – P. 26–37. – DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_1\_26.

#### **Сведения об авторах**

##### **Балалаев Анатолий Николаевич**

Приволжский государственный университет путей сообщения (ПривГУПС),  
кафедра «Вагонное хозяйство и наземные транспортные комплексы»,  
доктор технических наук, доцент,  
e-mail: wagon.samgaps@mail.ru

#### **Information about the authors**

##### **Balalaev Anatoly Nikolaevich**

Volga State Transport University (VSTU),  
Chair "Car Facilities and Land Transport Complexes",  
Doctor of Engineering Sciences,  
Associate Professor,  
e-mail: wagon.samgaps@mail.ru

**Жебанов Александр Владимирович**

Приволжский государственный университет  
путей сообщения (ПривГУПС),  
кафедра «Вагонное хозяйство и наземные  
транспортные комплексы»,  
кандидат технических наук, доцент,  
e-mail: zhebanov@inbox.ru

**Коркина Светлана Владимировна**

Приволжский государственный университет  
путей сообщения (ПривГУПС),  
кафедра «Вагонное хозяйство и наземные  
транспортные комплексы»,  
кандидат технических наук, доцент,  
e-mail: korkina70@mail.ru

**Zhebanov Alexander Vladimirovich**

Volga State Transport University (VSTU),  
Chair “Car Facilities and Land Transport  
Complexes”,  
Candidate of Engineering Sciences,  
Associate Professor,  
e-mail: zhebanov@inbox.ru

**Korkina Svetlana Vladimirovna**

Volga State Transport University (VSTU),  
Chair “Car Facilities and Land Transport  
Complexes”,  
Candidate of Engineering Sciences,  
Associate Professor,  
e-mail: korkina70@mail.ru