

где ϑ – температура; ϑ_0 – начальная температура; λ – коэффициент теплопроводности; c – удельная теплоемкость; ρ – плотность; a – коэффициент температуропроводности; индексы 1,2 относятся, соответственно, к фрикционной накладке и тормозному диску (барабану);

$$\Theta'(\eta_{1,2}, F_{O_{1,2}}) = F_{O_{1,2}} - \eta_{1,2} + \frac{\eta_{1,2}^2}{2} + \frac{1}{3} + \sum_{n=1}^{\infty} A'_n \cos[\mu_n(1 - \eta_{1,2})] \cdot \exp(-\mu_n^2 F_{O_{1,2}});$$

$$\Theta''(\eta_{1,2}, F_{O_{1,2}}) = \frac{F_{O_{1,2}}^2}{2} + \frac{F_{O_{1,2}}}{3} - F_{O_{1,2}} \eta_{1,2} + \frac{F_{O_{1,2}} \eta_{1,2}^2}{2} + \frac{\eta_{1,2}^4}{24} - \frac{\eta_{1,2}^3}{6} + \frac{\eta_{1,2}^2}{6} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A''_n \cos[\mu_n(1 - \eta_{1,2})] \cdot \exp(-\mu_n^2 F_{O_{1,2}}),$$

$$\eta_{1,2} = \frac{z_{1,2}}{h_{1,2}}; \quad F_{O_{1,2}} = \frac{a_{1,2} t}{h_{1,2}^2}; \quad \mu_n = n\pi; \quad A'_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2}; \quad A''_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^4}.$$

Расчетные формулы содержат функции, зависящие от безразмерных координат $\eta_{1,2}$ и числа Фурье $F_{O_{1,2}}$ – безразмерного времени.

Проведен анализ теплового режима работы в условиях экстренного торможения на горизонтальной сухой асфальтовой дороге новых (по формуле (1)), допустимо изношенных (по формуле (2)) и недопустимо изношенных (по формуле (3)) тормозов легковых автомобилей:

$$\vartheta(\eta_2, F_{O_2}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,001)}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, F_{O_2}) - \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,001)^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta''_2(\eta_2, F_{O_2}), \quad (2)$$

$$\text{где } F_{O_2} = \frac{a_2 t}{(h_2 - 0,001)^2};$$

$$\vartheta(\eta_2, F_{O_2}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,002)}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, F_{O_2}) - \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,002)^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta''_2(\eta_2, F_{O_2}), \quad (3)$$

$$\text{где } F_{O_2} = \frac{a_2 t}{(h_2 - 0,002)^2}.$$

В частности, расчет приращений температур поверхностей трения (при $\eta_{1,2} = 0$) дисково-колодочных тормозов легковых автомобилей показал, что односторонний износ диска, равный 1 мм, в соответствии с Международными нормами является допустимым. Односторонний износ диска, равный 2 мм, приводит к резкому увеличению температуры поверхности трения. При движении автомобиля с высокими скоростями такой износ влечет за собой отказ тормоза. Моделирование тепловых процессов с помощью приведенных в докладе расчетных формул, путем варьирования геометрическими параметрами трущихся пар тормозов позволяет прогнозировать приращение температур на поверхности трения и оптимизировать конструкцию тормозов для конкретных машин. Приводятся результаты теплового расчета тормозов автомобилей и дорожно-строительных машин, а также рекомендации по совершенствованию тормозов легковых и грузовых автомобилей, автобусов, движущихся по длинным горным спускам.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА С УЧЕТОМ ЕГО ФИЗИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

В. В. БЕЛОГУБ

Белорусский государственный университет транспорта

Стратегия восстановления пассажирского вагонного парка стран СНГ направлена на решение проблемы двумя путями: частичной закупкой новых вагонов и продлением срока службы существующих вагонов при проведении капитально-восстановительных ремонтов с продлением срока службы. Нормативная документация по восстановлению утраченного ресурса вагонов предусматривает проведение капитально-восстановительного ремонта после 20 – 24 лет эксплуатации с продлением срока службы не менее 15 лет и капитального ремонта с продлением срока службы на 5 лет после выработки вагоном назначенного срока службы 28 лет. Естественно, после такого срока службы происходит старение элементов вагонов и их коррозионный износ с потерей несущей способности и технического ресурса.

Для оценки напряженного состояния рамы тележки типа КВЗ-ЦНИИ после 20 – 28 лет эксплуатации произведен расчет ее на прочность с учетом физического состояния. Физическое состояние рам устанавливалось диагностированием на Гомельском вагоноремонтном заводе при прохождении вагонами плановых ремонтов. В ходе обследования установлено, что через 20 лет эксплуатации по всем элементам рамы возникает равномерная коррозия с потерей номинальной толщины до 0,5 мм (рисунок 1, участок 3) и в 7 % старых вагонов (выпуска до 1982 г.) – локальная коррозия по консоли продольной балки. Локальная коррозия в отдельных рамах достигает 30...58 % от номинальной толщины стенок сечения продольной балки, захватывая, в ряде случаев, и часть поперечной балки для крепления рычажной тормозной передачи. По результатам обследования 158 рам тележек выявлена общая закономерность распространения локальной коррозии, которая имеет язвенный характер и охватывает как вертикальные стенки сечения, так и верхнюю горизонтальную полку (рисунок 1, участок 1). В отдельных случаях эта коррозия распространяется по одной из продольных балок (со стороны туалета) до основной несущей поперечной балки рамы (рисунок 1, участок 2). Это физическое состояние рам и заложено в основу моделирования расчетных схем при оценке их напряженного состояния.

Расчет рамы выполнен методом конечного элемента по III режиму нагружения на эксплуатационные нагрузки: вертикальные статическую, динамическую и кососимметричную; горизонтальные силы, возникающие при вписывании тележки в кривой участок пути; силы трения между колесами и рельсами; силы трения между опорными скользящими кузовом и тележкой; силы инерции при торможении и силы воздействия рычажной тормозной передачи [1]. Величины расчетных сил приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Сводные данные о величинах сил, передающихся на раму в эксплуатации

Силы	Обозначения	Единица измерения	Величина	Номера узлов и величины сил на них
Суммарные вертикальные силы:				
-на правую продольную балку	P_1	кгс	11043,4	92,93,118,119,168,169,194,195 (11043,4:4=2760,85)
-на левую продольную балку	P_2	кгс	6795,8	103,104,129,130,179,180,205,206 (6795,8:4=1698,95)
Горизонтальные поперечные:				
-от боковых сил на подвеску	H_n	кгс	978,9	92,93,118,119,103,104,129,130,168,169, 194,195,179,180,205,206 (978,9:4=244,725)
-от боковых сил на скользян	H_c	кгс	747,8	144 (747,8)
-от взаимодействия 1-го колеса и рельса в кривой	H_1	кгс	828,0	217,218,219,220,247,248,249,250 (828,0:2=414,0)
-то же, но 2-й к.д	H_2	кгс	828,0	33,34,35,36,61,62,63,64 (828,0:2=414,0)
Продольные:				
-от сил трения в скользянах при прохождении кривой:				
а) на 1-й поводок	T_{c1}	кгс	410,3	230,236 (410,3:2=205,15)

Силы	Обозначения	Единица измерения	Величина	Номера узлов и величины сил на них
б) на 2-й поводок	T_{c2}	кгс	2402,9	49,55 (2402,9:2=1201,45)
-от взаимодействия 1-го колеса и рельса в кривой	T_1	кгс	221,5	217,218,219,220,247,248,249,250 (443:2=221,5)
-то же, но 2-й к.д.	T_2	кгс	737,4	33,34,35,36,61,62,63,64 (737,4:2=368,7)
-от рычажной тормозной передачи	T_p	кгс	2584,9	237,238 (2584,9)
Моменты:				
-от взаимодействия колеса и рельса при прохождении кривой	M_{X1}	кгс-см	32126,3	217,218,219,220,247,248,249,250 (32126,3:2=16063,15)
	M_{X2}	кгс-см	32126,3	33,34,35,36,61,62,63,64 (32126,3:2=16063,15)
	M_{y1}	кгс-см	8594,6	217,218,219,220,247,248,249,250 (8594,6:2=4297,3)
	M_{y2}	кгс-см	28611,2	33,34,35,36,61,62,63,64 (28611,2:2=14305,6)
-от сил трения в скользунах при прохождении кривой	M_{z1}	кгс-см	8123,4	230,236 (8123,4:2=4061,7)
	M_{z2}	кгс-см	47577,6	49,55 (47577,6:2=23788,8)
-от действия рычажной тормозной передачи	M_{yK}	кгс-см	4829,3	6,9,276,279 (4829,3)
	M_{yN}	кгс-см	6662,1	95,101,197,203 (6662,1)
	M_{yP}	кгс-см	35929,8	237,238 (35929,8)
	M_{zP}	кгс-см	19128,1	237,238 (19128,1)

Схема поражения элементов рамы коррозией приведена на рисунке 1, а расчетная схема рамы – на рисунке 2. Расчет выполнен в шести вариантах: первый – с номинальными толщинами стенок рамы; второй – с равномерной коррозией 0,5 мм по участкам 2 и 3 и локальной коррозией до 0,58δ (δ – толщина стенки) на участке 1; третий – с равномерной коррозией 1 мм на внутренней стенке участка 2, равномерной коррозией 0,5 мм на участке 3 и локальной коррозией 0,58δ на участке 1; четвертый – как третий, но на участке 2 коррозия достигает 2 мм; пятый – то же, но на участке 2 коррозия достигает 3 мм и шестой – как пятый, но на участке 2 коррозия достигает 4 мм.

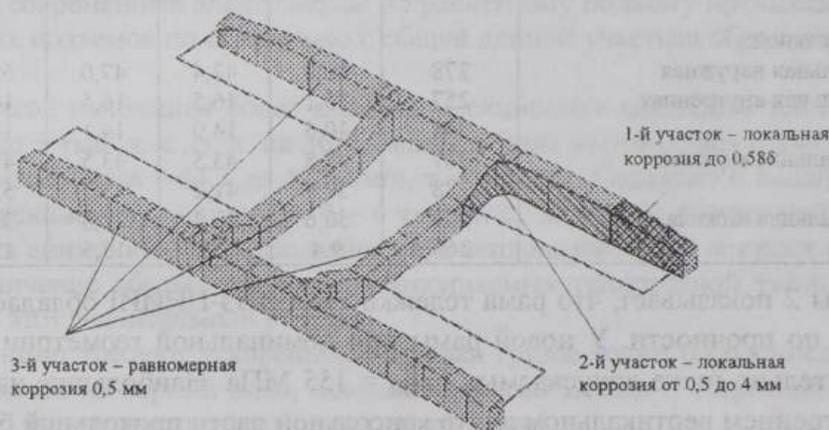


Рисунок 1 – Схема коррозионного повреждения рамы

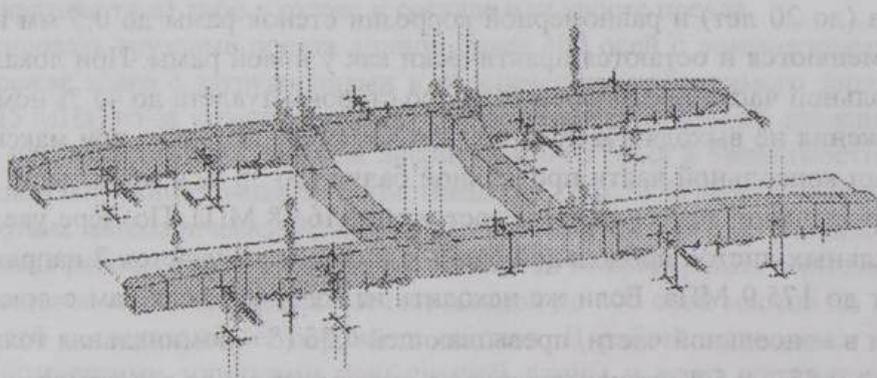


Рисунок 2 – Схема нагружения рамы тележки пассажирского вагона

Результаты расчета рамы приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Величины напряжений в раме при эксплуатационной нагрузке по III режиму

Элемент	Номер КЭ	Вариант					
		1	2	3	4	5	6
<i>1 Продольная балка</i>							
1.1 Консольная часть:							
- стенка вертикальная наружная	50	23,3	34,0	34,3	35,0	35,6	36,1
- стенка вертикальная внутренняя	96	112,4	164,8	166,8	170,3	173,4	175,9
- полка горизонтальная верхняя	116	53,3	77,5	78,4	80,5	81,4	82,5
- полка горизонтальная нижняя	70	32,9	46,9	47,4	48,3	49,1	49,8
1.2 В соединении с поперечной балкой снаружи:							
- стенка вертикальная наружная	43	33,2	34,8	35,4	36,7	38,4	40,5
- стенка вертикальная внутренняя	313	22,0	22,6	23,6	25,5	27,3	28,8
- полка горизонтальная верхняя	109	22,8	23,9	24,4	25,6	26,9	28,4
	312	25,2	27,5	28,5	30,4	32,3	34,1
- полка горизонтальная нижняя	63	19,8	20,8	21,4	22,8	24,4	26,3
	311	14,7	16,7	17,4	18,8	20,6	22,8
1.3 В соединении с поперечной балкой изнутри:							
- стенка вертикальная наружная	41	58,5	62,2	62,4	62,9	63,6	64,5
- стенка вертикальная внутренняя	85	32,0	34,5	34,8	35,5	36,4	37,6
- полка горизонтальная верхняя	108	37,2	39,8	40,0	40,4	40,9	41,6
	308	27,5	32,0	31,2	29,7	28,4	27,3
- полка горизонтальная нижняя	62	23,6	24,9	25,1	25,6	26,2	26,9
	307	23,6	25,1	25,8	27,1	28,6	30,0
1.4 В сечении между шпигтонами:							
- стенка вертикальная наружная	46	13,2	22,3	22,3	22,4	22,5	22,7
- стенка вертикальная внутренняя	90	11,7	18,8	18,3	17,3	16,3	15,2
- полка горизонтальная верхняя	112	5,3	6,3	6,2	5,8	5,5	5,4
- полка горизонтальная нижняя	66	3,5	3,8	3,7	3,6	3,5	3,6
<i>2 Поперечная балка</i>							
В соединении с продольной:							
- стенка вертикальная наружная	278	46,0	42,4	47,0	62,1	87,0	120,6
- стенка вертикальная внутренняя	257	15,1	16,5	16,5	16,6	16,6	16,8
	258	10,6	14,0	14,1	14,0	13,5	12,3
- полка горизонтальная верхняя	287	38,8	43,5	43,5	43,3	43,2	43,8
	288	50,9	41,2	45,1	55,0	69,2	91,6
- полка горизонтальная нижняя	267	30,6	32,4	32,8	33,9	35,0	36,4
	268	9,4	16,5	15,5	13,8	12,9	14,0

Анализ таблицы 2 показывает, что рама тележки типа КВЗ-ЦНИИ обладает достаточно высоким потенциалом по прочности. У новой рамы при номинальной геометрии сечений элементов напряжения значительно ниже допускаемых $[\sigma]_{III} = 155$ МПа. Наибольшие напряжения 112 МПа возникают во внутреннем вертикальном листе консольной части продольной балки (КЭ 96) в месте соединения с поперечной вспомогательной балкой для крепления рычажной тормозной передачи. В остальных местах рамы напряжения находятся на уровне 30-50 МПа. При длительной эксплуатации вагона (до 20 лет) и равномерной коррозии стенок рамы до 0,5 мм напряжения в ней существенно не меняются и остаются практически как у новой рамы. При локальном коррозионном износе консольной части продольной балки со стороны туалета до 45 % номинальной толщины стенок напряжения не выходят за пределы допускаемых. И только при максимально зафиксированной коррозии консольной части продольной балки (до 58 % номинальной толщины) напряжения в КЭ 96 превышают допускаемые и составляют 164,8 МПа. По мере увеличения площади коррозии вертикальных листов продольной балки с выходом на участок 2 напряжения в этом элементе возрастают до 175,9 МПа. Если же исходить из того, что доля рам с локальной коррозией продольной балки в консольной части, превышающей $0,3\delta$ (δ – номинальная толщина), не более 7 % а превышающей $0,5\delta$ – 0,5 % от находящихся в эксплуатации, то вероятность повреждения рам практически равна нулю. Результаты выполненного расчета хорошо согласуются с эксперимен-

тальными, полученными ВНИИЖТом, которые установили, что в наиболее напряженных точках рамы напряжения не превышают 91 МПа [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГОСНИИВ – ВНИИЖТ. – М., 1996. – 365 с.
- 2 РД 24.050.37 – 91 «Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества».
- 3 Черкашин Ю.М., Северинова Т.П., Петраков С.Е., Меркурьев В.Н. Оценка остаточного ресурса ходовых частей подвижного состава после длительного периода эксплуатации // Вестник ВНИИЖТа. – 2000. – №7. – С. 30 – 35.

УДК 539.62

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПОЕЗДА

В. Ю. БУБНОВ, В. В. ГРАЧЕВ

Петербургский государственный университет путей сообщения

Железнодорожный транспорт с большим напряжением обеспечивает потребности населения и народного хозяйства в перевозках. Однако сокращение в последние годы объема перевозок, наметившийся застой в развитии железных дорог, крайне недостаточные объемы поставок локомотивов, вагонов, рельсов и другой новой техники, низкие качественные и экономические показатели еще используемой выработавшей ресурс техники могут вызвать серьезные затруднения в транспортном процессе.

На электрифицированных дорогах мощность локомотивов вполне достаточна. В 1965 г. техническая скорость на электрической тяге составляла 50,1 км/ч при массе поезда 2568 т и средней единичной мощности электровоза 3600 кВт. За прошедшие годы единичная мощность выросла почти на 45 %, скорость снизилась на 25 % и масса поезда увеличилась всего на 24 %. Суммарная мощность электровозов выросла примерно в 4,4 раза при увеличении объема перевозок почти в 3 раза. Скорость движения современных электровозов по расчетному подъему превышает 50 км/ч, причем протяженность таких подъемов по сравнению с общей длиной участков обращения весьма незначительна.

С тепловозной тягой положение более сложное. Секционная мощность тепловоза возросла с 2 тыс. л. с. в 1965 г. до 3 тыс. л. с., т. е. на 36 %, масса поезда увеличилась с 2497 до 2825 т, или на 13 %, а скорость уменьшилась с 44,7 до 42,5 км/ч, т. е. на 5 %. Создание и внедрение мощных тепловозов, имеющих секционную мощность 4 – 6 тыс. л. с., являются актуальной задачей. Вместе с тем следует обратить внимание и на имеющийся парк тепловозов. За 20 лет рост его мощности в 1,7 раза превысил увеличение объема перевозок, выполняемых тепловозной тягой. Необходимо всемерно использовать этот значительный резерв.

Условия конкуренции требуют ускоренной доставки грузов точно по расписанию. Качество обслуживания выдвигается на первый план, повышение массы поезда и скоростное продвижение поездов – прежде всего за счет уменьшения размеров движения.

Для постоянного повышения провозной способности участка удлиняют станционные пути на определенных станциях и формируют на них поезда повышенной массы и длины, располагая локомотивы в голове (кратная тяга) либо в голове и составе или хвосте поезда.

Попытка формировать грузовые поезда длиной более 400 осей с локомотивами только в голове поезда связана прежде всего с затруднениями в обеспечении необходимого зарядного давления в хвосте поезда (0,45 МПа) из-за утечек сжатого воздуха. Перепад зарядного давления между головой и хвостом поезда при зарядном давлении на локомотиве 0,55 МПа в зависимости от длины поезда при утечках, максимально допустимых по нормативам, на 25 и 50 % ниже и выше допустимых нормативами. Разработана математическая модель тормозной системы поезда на базе уравнений нестационарного движения рабочего тела с учетом особенностей конфигурации тормозной магистрали.

Имеется общесетевой метод вождения поездов длиной до 400 осей массой до 8 тыс. т и поездов длиной до 520 осей с составами из порожних вагонов. В работе приводятся новые алгоритмы управления автоматическими тормозами повышенной длины и веса, которые дают возможность обеспечить бесперебойное движение поездов повышенной длины и веса. При этом исключается