

УДК 629.4.027.2

**АНАЛИЗ ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЯ
И ВОЗМОЖНОСТИ ПРОДЛЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ
БОКОВЫХ РАМ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ**

**В. И. СЕНЬКО, М. И. ПАСТУХОВ,
С. В. МАКЕЕВ, И. Ф. ПАСТУХОВ**

*Учреждение образования «Белорусский государственный
университет транспорта», Республика Беларусь*

Введение

Одной из главных задач службы вагонного хозяйства Белорусской железной дороги является повышение эффективности использования подвижного состава в эксплуатации и, в частности, – максимального использования его ресурса путем продления назначенного срока службы грузовых вагонов без ущерба для обеспечения требований безопасности движения. На текущий момент назначенный срок службы большинства типов грузовых вагонов составляет 32 года. Однако, на основании результатов последних исследований о потере несущей способности вагонов за длительный срок службы, материалов о повреждаемости вагонов в эксплуатации, новых оценок остаточного ресурса, а также внедрения современных технологий в диагностику технического состояния ответственных деталей, принято решение об увеличении срока службы вагонов после капитального ремонта на 50 % от назначенного, т. е. с 32 до 48 лет. При этом продление срока службы вагона до 48 лет касается только кузовов. Срок же службы основных элементов вагона – тележек, по ресурсу литых деталей (боковых рам и надрессорных балок), может быть продлен только на 5 лет, т. е. – до 37 лет (включительно). Поэтому замена тележек под продленными кузовами через 37 лет эксплуатации вагона является дорогостоящей операцией и не совсем оправданной для остаточного срока службы вагона на 11 лет (с 37 до 48 лет). Особенно актуальна эта проблема для Белорусской железной дороги, которая не имеет своего производства для изготовления крупногабаритных литых деталей (боковых рам и надрессорных балок) и вынуждена закупать их в России. В связи с этим БелГУТ длительное время (с 1996 г.) ведет исследования по оценке остаточного ресурса литых деталей тележек и возможности продления их срока службы.

Наблюдения за работоспособностью боковых рам в эксплуатации показали, что до 85 % всех повреждений приходится на буксовые проемы (зоны 1–3, рис. 1). При этом характер повреждений по этим зонам – усталостный, но причина возникновения трещин по ним различна. Определяющей причиной возникновения повреждений по зоне 3 является качество литья. При попадании литейных дефектов на поверхность или в предповерхностный слой сечения зоны 3 они становятся очагами зарождения в ней усталостных трещин и разрушения деталей. Литейные дефекты, являясь концентраторами напряжений, увеличивают в зонах 3 боковых рам напряжения выше предела выносливости, ибо основной тон номинальных напряжений в них находится на уровне 0,9 от допускаемых. Как следствие срок службы боковых рам по зонам 3, при наличии дефектов, колеблется от 2-х до 23 лет в зависимости от вида дефекта, его размеров и глубины залегания от поверхности детали. Следовательно, и ресурс боковых рам по зонам 3 определяется качеством литья по ним, а вероятность разрушения

детали в эксплуатации и безопасность движения – качеством диагностики при плановых видах ремонта и своевременностью выбраковки дефектных деталей.

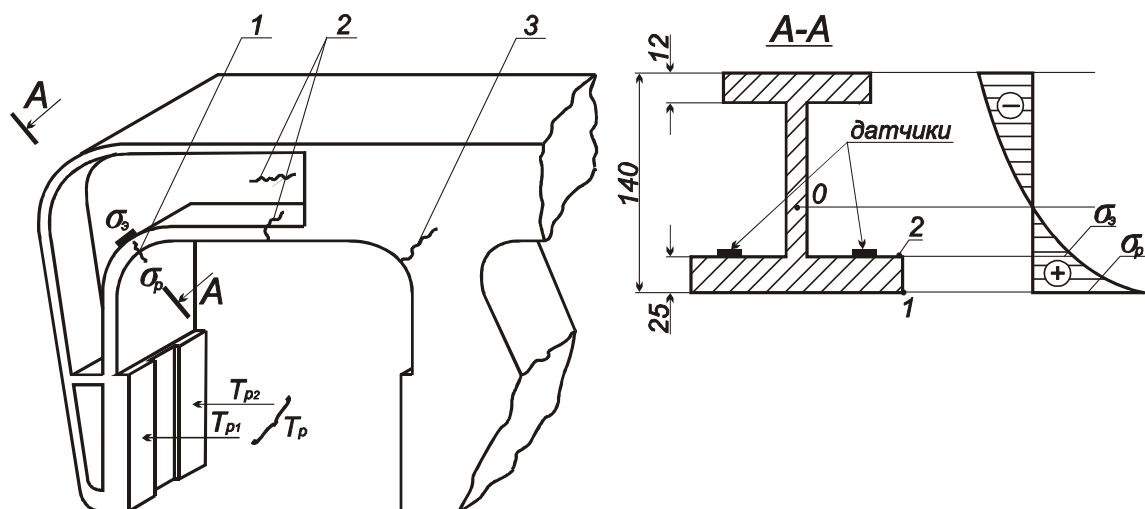


Рис. 1. Схема передачи продольной силы на наружную «челюсть» боковой рамы:
0 – нейтральная ось; 1–3 – зоны зарождения трещин

Совершенно другая картина причин разрушения боковых рам по зонам 1 и 2 (рис. 1). В этих зонах при нормированных режимах эксплуатации основной тон напряжений находится на уровне 0,26–0,38 от допускаемых, и поэтому даже появление в них литейных дефектов не является причиной разрушения рам. Однако фактически оно не только имеет место, но и встречается с большей частотой, чем по зоне 3. Если в зоне 3 частота появления трещин составляет 0,15 от их общего количества по буксовому проему, то в зоне 1 она – 0,32, а в зоне 2 – 0,4. И, как показали исследования этого явления, оказалось, что основной причиной разрушения рам по зонам 1 и 2 является появление высоких продольных нагрузок, возникающих в экстремальных ситуациях эксплуатации вагонов.

Экстремальный режим нагружения вагона и боковых рам тележек продольными нагрузками возникает на сортировочных горках в двух случаях движения: либо при малой скорости (до 5 км/ч) вхождения вагона в вагонный замедлитель, либо при высокой скорости (более 15 км/ч) соударения вагонов после прохода вагонного замедлителя. В обоих случаях напряжения в наружных углах (зона 1) и надпорных поясах (зона 2) рам тележек возрастают выше допускаемых (с перегрузкой до 1,2–1,5). Закон распределения продольных сил на рамы тележек при торможении вагонов на вагонных замедлителях изучен недостаточно. Однако при соударении вагонов он может быть с достаточной достоверностью смоделирован по известному распределению продольных сжимающих сил, передающихся на кузов вагона [1], [2]. Величины инерционных сил на наружную «челюсть» буксового проема боковой рамы, передающихся от колесной пары при соударении вагонов, определялись по зависимости

$$T_p = 0,25ma - F_{тр}, \quad (1)$$

где m – масса необрессоренных деталей тележки. Для модели тележки 18–100, $m = 3,9$ т; a – продольное ускорение необрессоренных масс тележки при соударении вагонов. По данным [4], при скорости соударения $V_c = 4$ м/с (~ 15 км/ч), $a = 122,7$ м/с²; $F_{тр}$ – сила трения между надпорным поясом боковой рамы и корпусом буксы.

Выполненные расчеты позволили найти распределение продольных инерционных сил T_p , передающихся от колесных пар на наружные челюсти боковых рам (рис. 2) при соударении вагонов, а по ним – распределение напряжений σ_p в точке 1 (рис. 1). При этом сами величины динамических напряжений от продольных нагрузок фиксировались в точке 2 экспериментально σ , [3] с последующим пересчетом их для точки 1 σ_{pi} , в которой они имеют максимальные значения для этого сечения и в которой возникает процесс зарождения трещин в эксплуатации.

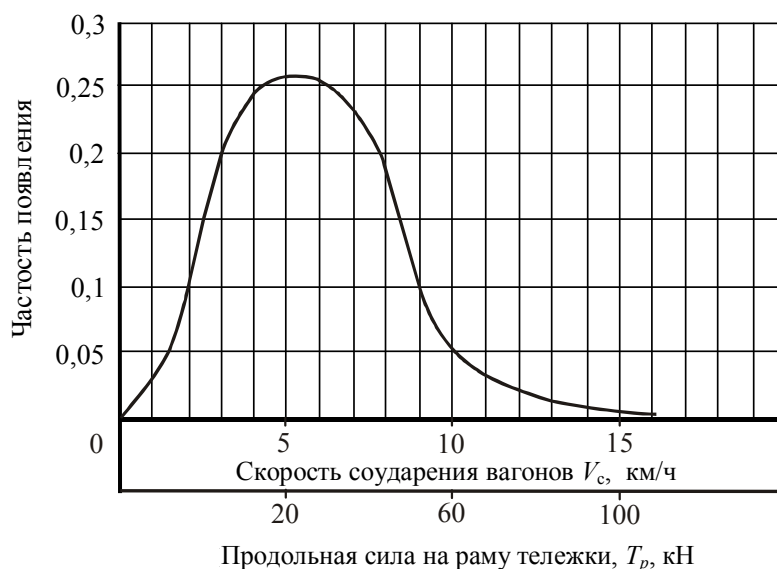


Рис. 2. Распределение продольных сил на раму тележки при соударении грузовых вагонов

По распределению динамических напряжений σ_{pi} найдены эквивалентные напряжения $\sigma_{э}$.

Эквивалентные напряжения от продольных сил в зоне 1 сечения А–А боковой рамы тележки определены по зависимости [1]:

$$\sigma_{э} = \sqrt[m]{\frac{N_c}{N_o} \sum \sigma_{pi}^m p_i}, \tag{2}$$

где N_c – суммарное число циклов воздействия продольных сил на рассматриваемый элемент вагона (боковые рамы тележки) за $T_{II} = 16$ лет; N_o – базовое число циклов испытания детали на сопротивление усталости. Для боковых рам тележки $N_o = 10^7$ циклов; σ_{pi} – величины динамических напряжений в рассматриваемом сечении боковой рамы от продольных сил; p_i – частота (вероятность) появления напряжений в расчетном сечении боковой рамы величиной σ_{pi} ; m – показатель степени кривой выносливости по результатам испытаний детали на сопротивление усталости.

Для низколегированных сталей 20Г1ФЛ, 20ГЛ [1]:

$$m = \frac{18}{[\bar{K}_\sigma]_k}, \tag{3}$$

где $[\bar{K}_\sigma]_k$ – общий коэффициент снижения предела выносливости детали по отношению к пределу выносливости стандартного образца по ГОСТ 25.502. При $[\bar{K}_\sigma]_k = 4,5$, $m = 4$.

Согласно [1] распределение продольных сжимающих сил, действующих на вагон за один год эксплуатации, составляет $N_\Gamma = 7500$ циклов. Тогда число циклов действия продольных сил на вагон и рамы тележек за прогнозируемый остаточный срок службы ($T_\Pi = 16$ лет) после выработки назначенного срока службы (32 года) будет составлять

$$N_c = N_\Gamma \cdot T_\Pi = 7500 \cdot 16 = 120000 \text{ циклов.}$$

Все расчеты выполнены для трех случаев технического состояния тележек и боковых рам. Первый – износ деталей букса-рама номинальный и нагрузка от корпусов букс на челюсти рам передается симметрично ($T_{p1} = T_{p2}$). Второй – износ деталей букса-рама предельный, зазоры между сопрягаемыми деталями максимальны, от которых происходит перекося колесных пар и несимметричная передача нагрузки на челюсть рам ($T_{p1} = \max$, $T_{p2} = 0$). И наконец, третий – то же, что и второй случай, но в сечении А–А боковых рам находятся литейные дефекты. Во втором случае напряжения в точке 1 зоны 1 возрастают от номинальных на 14–20 %, а в третьем случае – на 40–50 %.

Результаты расчета коэффициентов запаса сопротивления усталости боковых рам для зон 1 и 2 после их длительной эксплуатации для трех режимов нагружения и состояния сведены в таблицу.

**Сводные данные характеристик боковой рамы тележки модели 18-100
после длительной эксплуатации**

Вариант	Состояние боковой рамы	Величины $\sum_{i=1}^{10} \sigma_{pi}^m P_i$	Предел выносливости боковой рамы после $T_t = 32$ года σ_{aN} , МПа	Эквивалентные напряжения σ_{a3} , МПа	Коэффициент запаса сопротивления усталости, n
1	Тележка с номинальными размерами деталей	64125344	35,6	29,6	1,2
2	Тележка с предельным износом рама-букса	108294173	35,6	33,7	1,056
3	Вариант 2 плюс наличие дефектов в сечении	263368242	35,6	42,0	0,847

По данным таблицы найдены коэффициенты запаса сопротивления усталости боковых рам после 32 лет их эксплуатации для указанных выше трех режимов нагружения. Коэффициент запаса сопротивления усталости рамы определяется по зависимости [1]:

$$n = \frac{\sigma_{aN}}{\sigma_{a3}} \geq [n], \quad (4)$$

где σ_{aN} – предел выносливости боковой рамы в состоянии после выработки назначенного срока службы при вероятности неразрушения 0,95; σ_{a3} – эквивалентные напряжения в наружном углу буксового проема от продольных сил, определяемые по зависимости (2); $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости, $[n] = 1,4$ [1].

Предел выносливости натурной детали при вероятности неразрушения 0,95 определяется по зависимости

$$\sigma_{aN} = \bar{\sigma}_{aN} (1 - Z_p \gamma_{\sigma_{aN}}), \quad (5)$$

где $\bar{\sigma}_{aN}$ – среднее (медианное) значение предела выносливости натурной детали; Z_p – квантиль распределения, соответствующий односторонней вероятности P , полагая, что σ_{aN} – случайная величина, имеющая нормальный закон распределения, для основных несущих деталей $P = 0,95$ и $Z_p = 1,645$ [1]; $\gamma_{\sigma_{aN}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали, для стальных отливок $\gamma_{\sigma_{aN}} = 0,1$ [1].

Среднее значение предела выносливости определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_{aN} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{(\bar{K}_\sigma)_k}, \quad (6)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ – среднее (медианное) значение предела выносливости гладкого стандартного образца из материала детали (по ГОСТ 25.502–79), при симметричном цикле изгиба на базе N_0 ; $(\bar{K}_\sigma)_k$ – среднее значение общего коэффициента снижения предела выносливости данной натурной детали по отношению к пределу выносливости гладкого стандартного образца. Для боковых рам $(\bar{K}_\sigma)_k = 4,0 \div 4,5$ [1].

Предел выносливости $\bar{\sigma}_{-1}$ гладких стандартных образцов, изготовленных из боковых рам, проработавших длительный срок эксплуатации (25 лет), для стали 20Г1ФЛ составляет 181,5 МПа [5], а предел выносливости самой боковой рамы, найденный по зависимостям (5) и (6), при $(\bar{K}_\sigma)_k = 4,25$ –35,6 МПа.

Из таблицы следует, что во всех трех случаях коэффициенты запаса сопротивления усталости ниже допускаемых значений $[n = 1,4]$. При этом определяющим фактором снижения несущей способности боковых рам является режим прохождения вагоном сортировочных горок и уровень продольных динамических напряжений в них. Хотя и техническое состояние тележек, и качество литья рам также влияют на несущую способность рам, ибо снижают коэффициент запаса сопротивления усталости соответственно на 12 и 20 %.

Заключение

Для повышения несущей способности боковых рам тележек грузовых вагонов необходимо:

– ужесточить требования по роспуску вагонов на сортировочных горках: вход вагона на вагонный замедлитель должен быть со скоростью не менее 10–15 км/ч, а соударение вагонов – не более 5 км/ч;

- ужесточить требования к износу узлов сопряжения букса-рама, чтобы суммарные продольные зазоры между ними в эксплуатации не превышали 12 мм, а поперечные – 8 мм;
- повысить требования к качеству литья при изготовлении и качеству диагностики деталей при ремонте.

Литература

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва : ВНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 318 с.
2. Котиков, В. А. Усталостные ударные испытания хребтовой балки четырехосной цистерны со сварными узлами упоров автосцепки / В. А. Котиков // Динамика и прочность перспективных вагонов : тр. ЦНИИ МПС. – Москва : Транспорт, 1976. – Вып. 548. – С. 129–137.
3. Харитонов, Б. В. Пути снижения повреждаемости боковых рам тележек грузовых вагонов на сортировочных горках : дис. ... канд. техн. наук / Б. В. Харитонов / ВНИИЖТ. – Москва, 1999. – 132 с.
4. Расчет напряженного состояния : учеб. пособие : в 2 ч. / Е. П. Блохин [и др.]. – Днепропетровск : ДИИТ, 1983. – Ч. 2 : Расчет вагонов на прочность при продольных ударах. – 65 с.
5. Пастухов, М. И. Исследование характеристик усталостной прочности материала литых деталей тележек грузовых вагонов после длительной эксплуатации / М. И. Пастухов // Безопасность движения поездов : тр. V науч.-практ. конф., Москва, 4–5 нояб. 2004 г. – Москва, 2004. – С. 23–24.

Получено 29.03.2010 г.