

К МЕТОДИКЕ ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

В. И. СЕНЬКО, И. Ф. ПАСТУХОВ, М. И. ПАСТУХОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Литые детали тележек грузовых вагонов, ресурс которых определяется способностью материала сопротивляться разрушающему воздействию этих сил, работают в динамическом режиме нагружения.

Литые детали тележек на первом этапе (1956–1973 гг.) изготавливались из малоуглеродистой стали 20Л (ГОСТ 977), а в последующем – из низколегированных марок сталей 20ГЛ; 20ФЛ; 20ГФЛ; 20ГТЛ и 20Г1ФЛ (ГОСТ 977). Пределы текучести и пределы выносливости этих сталей при симметричном изгибе равны: 20Л – $\sigma_T = 216$ МПа; $\sigma_{-1} = 165$ МПа; 20ГЛ – $\sigma_T = 275$ МПа; $\sigma_{-1} = 215$ МПа; 20ФЛ – $\sigma_T = 294$ МПа; $\sigma_{-1} = 195$ МПа; 20Г1ФЛ – $\sigma_T = 314$ МПа; $\sigma_{-1} = 200$ МПа.

Спектр динамических нагрузок на литые детали тележек является случайным процессом и зависит от множества факторов: состояния железнодорожного пути, состояния подвижного состава, скорости движения, грузоподъемности вагона и его статической загрузки и др. Он устанавливается ходовыми испытаниями вагона, и на конец 70-х годов, когда осевая нагрузка составляла 22 тс, то от нагрузки брутто вагона 88 тс при скорости движения 120 км/ч динамические нагрузки были:

– для боковой рамы

σ_{ai} (МПа)	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
P_i	0,1997	0,2108	0,1769	0,1744	0,1223	0,0596	0,04187	0,01137	0,001818	0,000965

σ_{ai} (МПа)	44	48
P_i	0,0000659	0,00009153

– для наддрессорной балки

σ_{ai} (МПа)	3,5	7	10,5	14	17,5	21
P_i	0,1533	0,5596	0,2456	0,0377	0,0032	0,004

Здесь σ_{ai} и P_i – амплитуды напряжений и их вероятности в исследуемых точках деталей, определенные по результатам обработки динамических прочностных испытаний вагонов с полной загрузкой с учетом нормативной вероятности распределения эксплуатационных скоростей (при $V_{max} = 120$ км/ч).

Прогнозирование срока службы новых деталей на основе теории подобия усталостного разрушения и математического аппарата теории случайных стационарных процессов получило одобрение специалистов различных отраслей. Ресурс литых деталей по данной методике определяется по зависимости

$$N_{\text{рес}} = \frac{\exp \alpha}{\beta \sqrt{\pi D} \cdot \exp \left\{ \frac{\beta^2 D}{2} \right\} [\Phi_1 - \Phi_2] - E_1 + E_2}, \quad (1)$$

где α и β – параметры, определяемые по результатам эксперимента (усталостных испытаний) в зависимости от вероятности разрушения; D – дисперсия динамических эксплуатационных напряжений; Φ_1 и Φ_2 – интегралы вероятностей нормального распределения; E_1 и E_2 – экспоненциальные функции амплитуд динамических эксплуатационных напряжений.

Срок службы боковой рамы, определенный по данной методике, при вероятности разрушения 0,5 и 0,001 составляет 125 и 19 лет, тогда как по статистическим данным эксплуатации он равен 48 и 15,6 лет.

Для наддрессорной балки расчетный срок службы при вероятности разрушения 0,5 и 0,001 составляет соответственно 36 и 11 лет.

Разница между расчетными значениями срока службы и статистическими данными эксплуатации значительна и объясняется она тем, что в эксплуатацию поступают литые детали с необнаруженными дефектами литья, расположенными на небольшой глубине от поверхности. Причем появление

дефектов литья в опасных зонах деталей приводят к их отказам начиная от первых лет эксплуатации (1–5 лет) и далее на протяжении всего жизненного цикла, «выжигая» детали из эксплуатации по мере наложения на дефектные из них экстремальных нагрузок. Нагрузками же, приводящими к накоплению усталостных повреждений, являются величины, вызывающие появление амплитудных напряжений более 24 МПа.

По причине хаотичного распределения литых дефектов по деталям возникает сложность оценки остаточного ресурса работающих деталей, приводящей к тому же разбросу, что и при прогнозировании новых.

На текущий момент остаточный ресурс (срок службы) деталей определяется по двум методикам: по коэффициенту сопротивления усталости и по мере их поврежденности.

Остаточный срок службы деталей по коэффициенту сопротивления усталости определяется по зависимости

$$T_{\text{ост}} = T_t \left(\frac{n}{[n]} \right)^m, \quad (2)$$

где T_t – срок службы детали на момент обследования; n и $[n]$ – соответственно расчетный и допускаемый коэффициенты сопротивления усталости; m – показатель степени кривой выносливости.

К недостаткам данного метода следует отнести необходимость проведения дорогостоящих усталостных испытаний деталей на момент t после отработки деталями срока службы T_t и зависимость усталостной прочности, коэффициента n и показателя m от качества литья. Кроме того, зависимость (2) не учитывает «выжигания» дефектных деталей и назначенного срока службы.

Остаточный срок службы деталей по «мере поврежденности»

$$\Pi = \frac{\sigma_{-lg} - \sigma_{-lg \text{ пов}}}{\sigma_{-lg}}, \quad (3)$$

где $\sigma_{-lg} - \sigma_{-lg \text{ пов}}$ – соответственно пределы выносливости детали до начала эксплуатации и спустя время T_t с накопленными повреждениями.

Предел выносливости поврежденной детали после действия числа циклов n с амплитудой $\sigma_a > \sigma_{-lg}$ оценивается по формуле

$$\sigma_{-lg \text{ пов}} = \sigma_{-lg} \left[1 - K_{\Pi} \frac{n}{N} \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-lg}} - 1 \right) \right], \quad (4)$$

где K_{Π} – параметр, характеризующий интенсивность снижения предела выносливости; N – число циклов с амплитудой σ_a до образования макротрещины (оценивается по кривой выносливости).

Этот метод также требует дорогостоящих усталостных испытаний деталей до начала эксплуатации и спустя время T_t , а также ходовых испытаний для получения спектра эксплуатационных динамических напряжений.

Поэтому предлагается методика оценки остаточного ресурса (срока службы) без дорогостоящих усталостных испытаний и ходовых испытаний, учитывающая «выжигание» поврежденных литейными дефектами деталей в эксплуатации.

Остаточный срок службы деталей

$$T_{\text{ост}} = (T_n - T_t) \left(\frac{n}{[n]} \right)^m, \quad (5)$$

где T_n и T_t – соответственно назначенный срок службы детали и срок службы спустя определенное время; n и $[n]$ – расчетный и допускаемый коэффициенты запаса сопротивления усталости; m – показатель степени кривой выносливости.

Расчетный коэффициент сопротивления усталости

$$n = \frac{(P_{aN})_{0,95} K_t + \psi_b (P_m - P_{cr} k_n)}{P_{cr} k_n k_{дз}}, \quad (6)$$

где $(P_{aN})_{0,95}$ – предел выносливости детали при 0,95 вероятности неразрушения, определяемый расчетным путем; K_t – коэффициент, учитывающий «выжигание» дефектных деталей в процессе эксплуатации ($K_t = 1,0 \dots 1,5$); ψ_b – коэффициент чувствительности материала и асимметрии цикла ($\psi_b = 0,05$ – для углеродистых сталей и $\psi_b = 0,1 \dots 0,2$ – для низколегированных сталей); P_m – среднее напряжение цикла при усталостных испытаниях; P_{cp} – расчетная вертикальная статическая нагрузка брутто на деталь; k_n – коэффициент использования грузоподъемности; $k_{дз}$ – коэффициент вертикальной динамики, равный 0,5 для боковых рам и 0,35 для надрессорных балок.

Остаточный ресурс, определенный по предлагаемой методике, не требует дорогостоящих испытаний деталей и обеспечивает большую сходимость со статистическими данными эксплуатации.

УДК 629.4.023.14

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО НЕКУПЕЙНОГО ВАГОНА ДЛЯ ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

В. И. СЕНЬКО, А. В. ПИГУНОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Кузов пассажирского некупейного вагона имеет несущую конструкцию в виде замкнутой подкрепленной тонколистовой оболочки с вырезами. Оболочка выполнена из набора продольных и поперечных элементов жесткости, связанных с обшивкой. Поэтому расчетная схема кузова принималась в виде комбинированной (пластинчато-стержневой) пространственной системы.

При построении модели использовались три типа конечных элементов: пластинчатые 3- и 4-угольные и стержни.

Пластинчатые конечные элементы применялись для моделирования обшивки, а также хребтовой, шкворневых, концевых балок, нижних обвязок боковых стен и противоударных стоек торцовых стен. Для всех остальных балок конструкции использовались стержневые конечные элементы с абсолютно жесткими консолями на концах, соответствующими величинам эксцентриситетов.

При моделировании гофрированной обшивки ее плоская часть представлялась как пластина, а гофры – стержнями.

Разработанная модель предназначена для оценки остаточной прочности кузовов, имеющих коррозионные повреждения, поэтому она построена для кузова в целом.

Расчетная модель с достаточной точностью аппроксимирует кузов пассажирского некупейного вагона и позволяет вести расчет для любого вида и сочетания эксплуатационных нагрузок. Параметры расчетной модели следующие: количество узлов – 22112, количество конечных элементов – 33485. Она позволяет производить расчеты для любого вида и сочетания эксплуатационных нагрузок и с учетом любых схем износов.

Как известно, несущая способность конструкции вагона определяется не только прочностью, но и устойчивостью продольных элементов кузова и обшивки.

Разработанная расчетная конечно-элементная модель вагона ЦМВО позволяет производить оценку устойчивости обшивки боковых стен, настила пола и крыши по следующему алгоритму:

1 Проводится прочностной расчет кузова в целом методом конечных элементов с помощью разработанной конечно-элементной модели.

2 Из общей конструкции выделяется конечно-элементная модель боковой стены, настила пола или крыши и в качестве нагрузок для нее принимаются перемещения всех узлов на границах боковой стены с рамой и крышей, полученные при расчете кузова в целом.

3 Для полученной системы с использованием метода конечных элементов решается задача устойчивости. Таким образом, разработанная модель позволит оценить остаточную несущую способность кузова пассажирского некупейного вагона по условиям прочности и устойчивости.