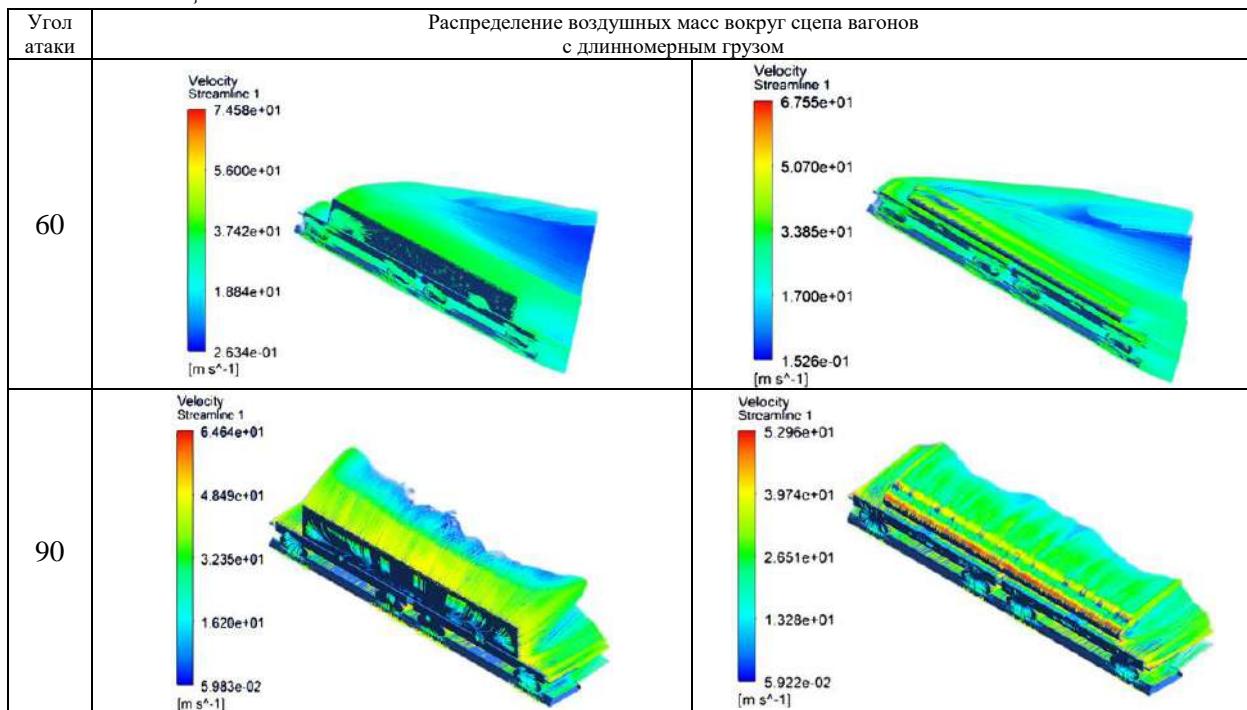


Окончание таблицы 1



Таким образом, при изменении угла атаки воздушных потоков по отношению к подвижному составу наблюдаются завихрения, которые приводят к неравномерности нагрузок, действующих на его конструкцию, что может привести к возникновению вибраций и колебаний, а также оказывают влияние на устойчивость поезда, особенно при высоких скоростях движения поезда и перевозке несимметричных, негабаритных и имеющих сложную геометрию грузов. Нестабильные потоки воздуха могут вызывать отклонения от курса, что увеличивает риск аварийных ситуаций.

УДК 629.4.027:004.94

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БОКОВОЙ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ВАГОНА

М. Г. ГЕГЕДЕШ

*Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, Республика Беларусь
Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель*

Н. В. КОМАРОВСКИЙ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Р. В. РАХИМОВ

Ташкентский государственный транспортный университет, Республика Узбекистан

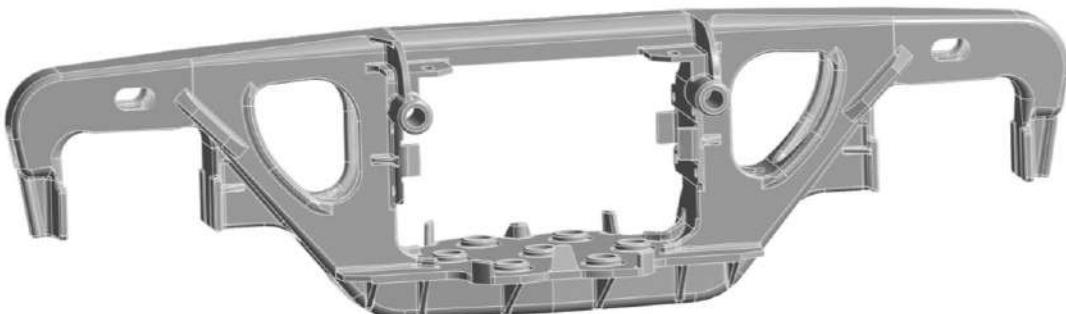
Прочность и надёжность несущих элементов железнодорожного подвижного состава напрямую влияет на безопасность перевозок и долговечность эксплуатации вагонов. Одним из основных конструктивных элементов тележки является боковая рама, воспринимающая нагрузки от кузова вагона и передающая их на буксовые узлы и рельсовый путь. В процессе эксплуатации боковая рама подвергается значительным статическим и динамическим воздействиям, что может приводить к возникновению усталостных повреждений. Для повышения надёжности и сокращения объёмов натурных испытаний на этапе проектирования и прогнозирования остаточной долговечности широко применяется численное моделирование с использованием, например, метода конечных элементов.

Целью представленной работы является сравнение результатов натурных испытаний и конечноэлементных расчетов, полученных с помощью специализированных программных инженерных пакетов.

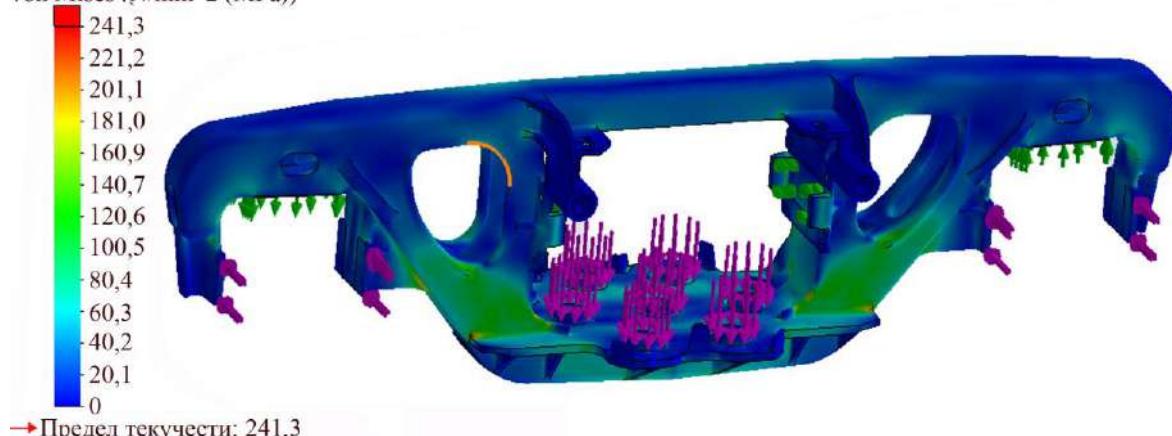
Результаты проведенных испытаний [1] показали, что основные разрушения боковой рамы тележки происходили в области сливного отверстия. Зарождение усталостной трещины наблюдалось в месте перехода закругления рамы к площадке под пружины. В некоторых случаях в изломе также фиксировалось небольшое количество флокенов, а аналогичные повреждения были замечены и на наклонном пояссе.

Для отработки методики проведения усталостных испытаний на основе компьютерного моделирования проведено сравнение результатов испытаний, приведенных в [1], с результатами расчетов параметров напряженно-деформированного состояния рассматриваемого конструктивного элемента, полученных посредством компьютерного моделирования в средах SolidWorks и ANSYS Workbench (модуль Static Structural). Конечно-элементные модели боковой рамы тележки в двух указанных программных комплексах были построены на основе предварительно разработанной твердотельной трехмерной модели, включающей основные геометрические элементы реального объекта (рисунок 1, *a*). При разбиении геометрической модели на конечные элементы использованы объемные тетраэдральные конечные элементы.

a)



б) von Mises (N/mm^2 (MPa))



в)

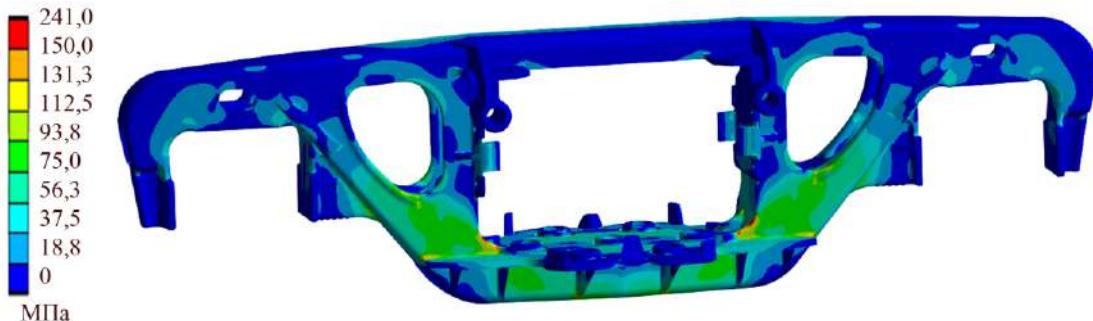


Рисунок 1 – Геометрическая модель (*a*) и результаты расчета эквивалентных (по Мизесу) напряжений в конструкции боковой рамы тележки, полученные в SolidWorks Simulation (*б*) и ANSYS (*в*)

В качестве материала принята конструкционная сталь со следующими характеристиками: модуль упругости $2 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона 0,3; предел текучести 241 МПа. Границные усло-

вия включали закрепления в зонах сопряжения с надпрессорной балкой и буксовыми узлами. Нагрузки имитировали действие веса кузова (вертикальная нагрузка, равная 230 кН в зоне установки пружин) и сил взаимодействия с рельсовым путём (боковая нагрузка, приложенная в зонах буксовых узлов и имитирующая воздействие горизонтальных сил от колёсной пары, равная 80 кН) в соответствии с [2].

В результате численного анализа получено распределение эквивалентных напряжений по Мизесу (см. рисунок 1, б, в). При этом расхождение в результатах компьютерных расчетов составило менее 0,1 %. А разница с результатами натурных испытаний составляет не более 3 %. Это свидетельствует о том, что применённые подходы компьютерного моделирования могут быть с достаточной точностью и достоверностью использованы при разработке методик усталостных испытаний конструктивных элементов железнодорожного подвижного состава.

Список литературы

- 1 **Комаровский, Н. В.** Усталостные испытания боковых рам и надпрессорных балок тележек грузовых вагонов / Н. В. Комаровский, А. Г. Отока, М. Г. Гегедеш // Транспортное машиностроение, 2018. – № 8. – С. 55–65.
- 2 ГОСТ 33211–2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 01.07.2017. – М. : Стандартинформ, 2016. – 58 с.

УДК 539.43:629.423

ЕДИНЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ

P. B. ГУЧИНСКИЙ

*ООО «Троицкий крановый завод», Институт Проблем Машиноведения РАН, г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация*

При динамико-прочностных испытаниях в числе прочих показателей оцениваются коэффициенты запаса сопротивления усталости для металлоконструкций вагонов [1]. В нормах для несамоходных вагонов приведены формулы эквивалентного напряжения, позволяющие оценить усталость металлоконструкций в рамках вероятностного подхода. Для локомотивов и моторвагонного подвижного состава данный коэффициент обычно оценивается по более консервативному детерминистическому подходу. В таком подходе наличие напряжений выше предела усталости не предполагается [2]. В вероятностном подходе учитывается история нагружения в виде парциальных долей амплитуд напряжений разного уровня, что делает его более точным в сравнении с детерминистическим подходом. Тем не менее неопределенность в показателе степени кривой усталости и возможность принятия коэффициента запаса в широком диапазоне приводят к менее точным оценкам долговечности конструкций [3]. В соответствии с вероятностным подходом в расчетной оценке решается задача о вынужденных колебаниях металлоконструкций экипажной части, затем амplitуды напряжений группируются по степени частоты их возникновения и строится гистограмма значений напряжений. Для более удобного интегрирования иногда гистограмма описывается функцией распределения случайной величины [4].

В ГОСТ 34939–2023 и ГОСТ 33796–2016 приведена формула для расчета усталости по вероятностному подходу, основанная на принципе линейного суммирования повреждений. Она позволяет рассчитывать вероятность разрушения, ресурс для заданной вероятности или коэффициент запаса:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{a_p}{n_p^{m_1} \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \geq \frac{1}{n_p}} t_i \sum \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \right)^{m_1} + n_p^{m_2} \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} < \frac{1}{n_p}} t_i \cdot \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \right)^{m_2}},$$

где $N_{\text{сумм}}$ – общее число циклов; t_i – доля числа циклов, соответствующая i -му уровню в блоке нагружения; N_G – число циклов при значении напряжений, равном пределу выносливости детали, соответствующее точке перелома кривой усталости; a_p – критическое значение повреждения; m_1 и m_2 – степенные показатели для двух участков кривой усталости; σ_{ai} и $\sigma_{a \max}$ – амплитуда и предел выносливости напряжений