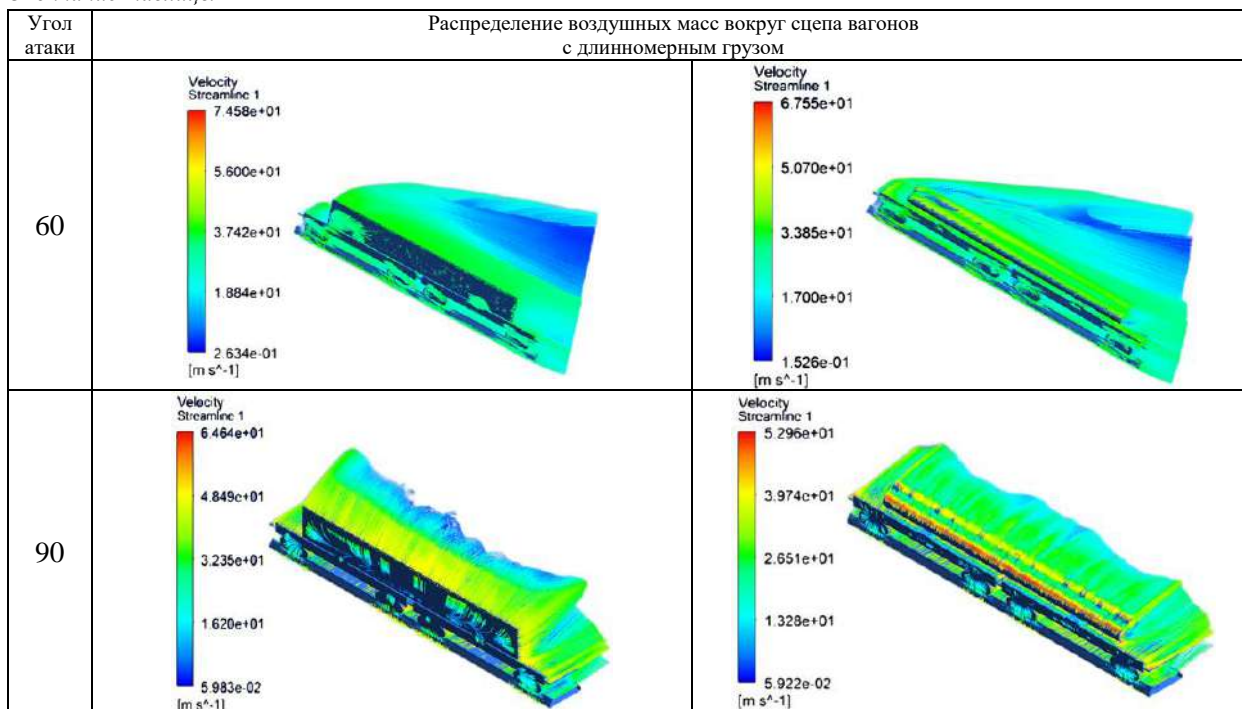


Окончание таблицы 1



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

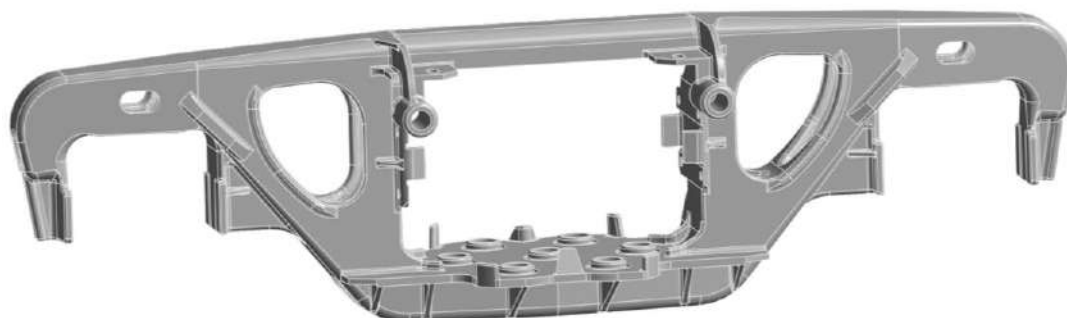
Прочность и надёжность несущих элементов железнодорожного подвижного состава напрямую влияет на безопасность перевозок и долговечность эксплуатации вагонов. Одним из основных конструктивных элементов тележки является боковая рама, воспринимающая нагрузки от кузова вагона и передающая их на буксовые узлы 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.

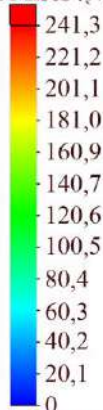
Результаты проведенных испытаний [1] показали, что основные разрушения боковой рамы тележки происходили в области сливного отверстия. Зарождение усталостной трещины наблюдалось в месте перехода закругления рамы к площадке под пружины. В некоторых случаях в изломе также фиксировалось небольшое количество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

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, а). При разбиении геометрической модели на конечные элементы использованы объёмные тетраэдральные конечные элементы.

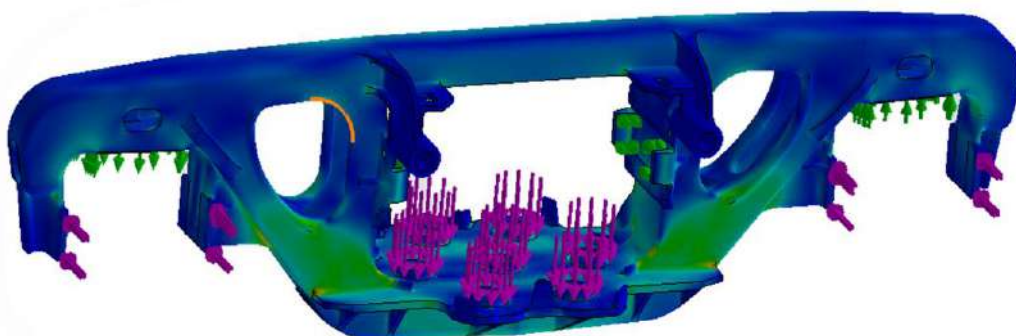
а)



б) von Mises (N/mm² (MPa))



→ Предел текучести: 241,3



в)

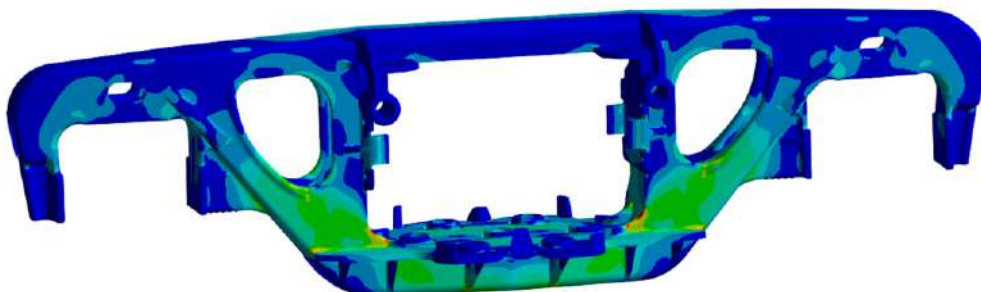
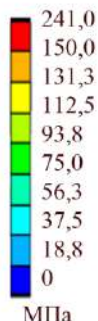


Рисунок 1 – Геометрическая модель (а) и результаты расчета эквивалентных (по Мизесу) напряжений в конструкции боковой рамы тележки, полученные в SolidWorks Simulation (б) и ANSYS (в)

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

вия включали закрепления в зонах сопряжения с наддрессорной 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 наддрессорных 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

Р. В. 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 приводит к менее точным оценкам долговечности конструкций [3]. В соответствии с вероятностным подходом в расчетной оценке решается задача о вынужденных колебаниях металлоконструкций экипажной части, затем амплитуды 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 напряжений