

## ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ И ИЗНОС ПЯТНИКОВОГО УЗЛА ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Приведені методика розрахунку зносу і результати розрахунку динамічною напруженності елементів п'ятникового вузла вантажного вагону.

Приведены методика расчета износа и результаты расчета динамической нагруженности элементов п'ятникового узла грузового вагона.

The method of wear calculation and calculation results of dynamical loading of elements in freight wagon center plate arrangement are present.

Узел пятник-подпятник является одним из ответственных и быстро изнашивающихся узлов трения. Значительный износ наблюдается уже через 1-2 года эксплуатации [1]. Замена или восстановление изношенных деталей связана с большими затратами материальных и трудовых ресурсов, поэтому все исследования, направленные на снижение износа являются актуальными. Для разработки более долговечных конструкций необходимо уметь прогнозировать износ такого узла на стадии проектирования методами компьютерного моделирования.

Прямое моделирование износа требует в конкретный момент времени задавать (статистически) массу вагона, скорость движения, состояние пути – (кривая – прямая и т.п.) оценивать положение кузова относительно тележки и действующие силы. Для этого положения и нагрузок нужно определять контактные давления и величины скольжений и удалять материал с трущихся поверхностей в соответствии с принятой теорией износа. Наиболее трудоемким здесь является решение контактной задачи, которое может потребовать для одной реализации нескольких часов, что делает прямое моделирование трудно реализуемым.

Можно предположить, что относительные перемещения деталей и усилия в пятниковом узле не зависят от формы пятника и степени его износа, а определяются массой кузова, динамикой экипажа, скоростью, типом тележки, состоянием пути и т.п. В подобных задачах, как правило, принимают, что величина износа на поверхности контакта пропорциональна работе сил трения, т.е. определяется распределением контактных давлений, коэффициентом трения и величиной относительных перемещений поверхностей контакта.

Повторные расчеты по этой схеме должны привести к форме изношенного пятника. Время и пробег в процессе моделирования зависят от коэффициента, связывающего работу сил трения с износом, и могут быть определены экспериментально или методами идентификации по данным эксплуатации.

Поэтому первой частной задачей при моделировании процессов износа становится определение работы сил трения и траекторий относительного движения при различных положениях пятника относительно подпятника при движении вагона. Это можно сделать с помощью программного комплекса «Универсальный механизм», предназначенного для моделирования динамики системы твердых тел ([www.umlab.ru](http://www.umlab.ru)) [2].

В моделях вагонов для «Универсального механизма» кузов, как правило, представляет собой твердое тело, имеющее инерциальные характеристики реального кузова. Для исследования различных задач упругие свойства кузова не играют заметной роли, однако для исследования процессов износа пятника, важно сохранить условия взаимодействия кузова и с подпятником и со скользунами на обеих тележках. В этих процессах крутильная жесткость кузова может оказать существенное влияние.

Для оценки влияния крутильной жесткости кузова на взаимодействие кузова с тележками модель грузового вагона в УМ была модифицирована. Кузов представлен двумя телами, связанными цилиндрическим шарниром, позволяющим поворот частей кузова относительно продольной оси, и пружиной, жесткость которой соответствует крутильной жесткости кузова. Таким образом, модель вагона в ПК УМ (рис. 1) включает в себя две тележки и кузов из двух соединенных частей. В тележке смодели-

рованы колесные пары, центральное подвешивание с клиновым гасителем и наддресорная балка, все зазоры между конструктивными элементами учтены.

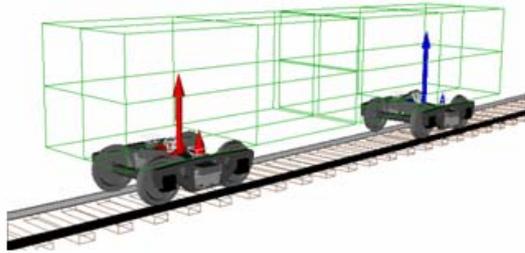


Рис. 1. Модель вагона в ПК UM

Для определения крутильной жесткости была подготовлена конечноэлементная модель кузова в программном комплексе DSMFem ([www.dssoft.ru](http://www.dssoft.ru)) [3] (рис. 2). Разбивка кузова включает около 120000 элементов. Расчеты для различных кузовов показали, что крутильная жесткость кузовов меняется в широких пределах, для полувагона она составила  $1,24 \cdot 10^6$  Н·м/рад, для минераловоза –  $1,28 \cdot 10^7$  Н·м/рад (влияние груза на жесткость не учитывалось).

Проведено моделирование движения полувагона на участке пути для различных профилей пути и скоростей движения. Моделировалось также движение вагона в составе электро-механической модели поезда при разгоне состава тепловозом с максимальной силой тяги. В качестве примера (рис. 3) приведены результаты моделирования движения полувагона со скоростью 30 км/ч в кривой.

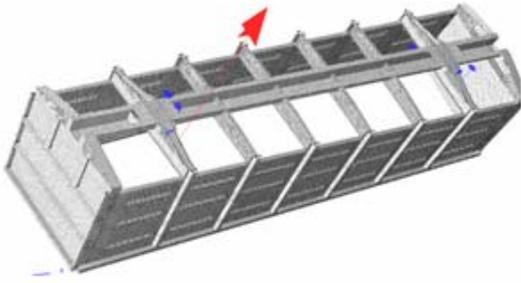


Рис. 2. Конечно-элементная модель кузова

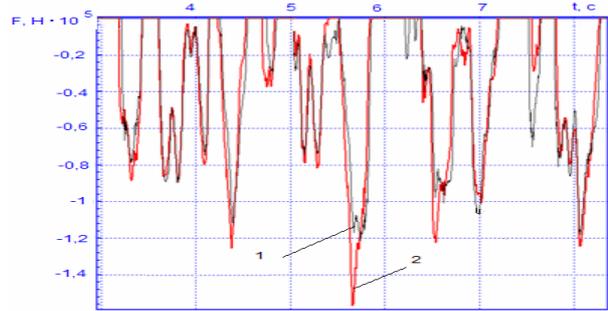


Рис. 3. Результаты расчета в UM вертикальной силы на скользуне:  
1 – без учета крутильной жесткости;  
2 – с учетом крутильной жесткости

Моделирование показывает, что в случае учета податливости кузова при кручении зависимости сил и углов поворота от времени качественно принципиально не изменяются, но количественно значения сил и углов отличаются на 15...25%. Вертикальная сила на скользуне оказывает заметное влияние на извилистое движение тележки и, соответственно, на износ пятникового узла и учитывается при определении работы сил трения и прогнозировании износа пятникового узла.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин, Е. П. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах. Учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп./ Е. П. Блохин, И. Г. Барабас, Л. А. Манашкин и др. – М.: Транспорт, 1989. 230 с.
2. Погорелов Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел. – Брянск: БГТУ, 1997. - 156 с.
3. Sakalo V., Olshevsky A., Shevchenko K. RSFEM Program Package for Contact Units Investigation/Consideration of Railway Transport Problems. Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference on Railway Bogies and Running Gears, Budapest, Hungary, 1998, pp. 162–164.

Поступила в редколлегию 22.05.2007.