

логічні. На основі точної математичної моделі, адекватність якої повинна бути доведена на основі статистичних діагностичних показників, можна судити про несправності об'єкту діагностування та також про його залишковий ресурс.

Що ж стосується локомотивного компресора, то найбільш інформативною та найбільш складною є математична модель стану газу в циліндрі, модель роботи впускних і випускних клапанів і модель взаємодії поршня та циліндра. За результатами математичного моделювання процесів, що протікають в компресорів під час різних циклів, можна робити висновок про справність того чи іншого вузла та ймовірний залишковий ресурс компресора.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПОСАДКИ БАНДАЖА НА ОБОД КОЛЕСНОГО ЦЕНТРА ЛОКОМОТИВА

Путято А.В., Брильков Г.Е., Демидович В.Н.

Учреждение образования «Белорусский государственный университет транспорта»,
г. Гомель, Республика Беларусь

A.V. Putsiata, G.E.Brilkov, V.N. Demidovich. Computer modelling of thermal interference fit of the tyre and wheel's center of locomotive.

The computer model for calculation of strength of a composite wheel of a diesel locomotive of series CHME3 is developed. The model considers thermal interference fit of tyre with wheel's centre. The estimation of strength of interference fit for different values of coefficient of friction is executed.

В процессе эксплуатации колесная пара воспринимает широкий спектр динамических нагрузок. К основным элементам колесной пары, работающим в условиях комплексного нагружения, относятся колеса. Для локомотивов широкое применение получили составные конструкции колес, представляющие собой колесный центр с закреплением на нем с натягом бандажа. Тепловой способ установки бандажа на колесный центр производится на оборудовании, обеспечивающем равномерный нагрев до установленной температуры с последующим его закреплением бандажным кольцом. Плотность насадки бандажа гарантируется двумя проверками натяга перед насадкой (техником по замерам и мастером), подтвержденными подписями в журнале, а плотность насадки бандажа проверяется после его остывания по звуку от ударов слесарным молотком по поверхности катания в разных точках [1].

Целью работы является оценка напряженного состояния при тепловой посадке бандажа на колесный центр, а также прочности сопряжения методами компьютерного моделирования.

В качестве объекта исследования принято составное колесо маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ [2]. Компьютерное моделирование выполнено в программном комплексе ANSYS Workbench [3]. Поскольку конструкция колеса осесимметрична, разработана геометрическая модель 1/8 части (рис. 1).

Материал колесного центра в соответствии с ГОСТ 4491-2016 – сталь 20Л с временным сопротивлением 440 МПа. Для учета пластических деформаций в зоне посадки модель материала принята билинейная упругопластическая. В соответствии с ГОСТ 398-2010 бандаж изготовлен из стали марки 2 с временным сопротивлением 1100 МПа. Его модель также принята билинейная упругопластическая. Поверхности сопряжения смоделированы контактными конечными элементами. Общее число конечных элементов – 58062.

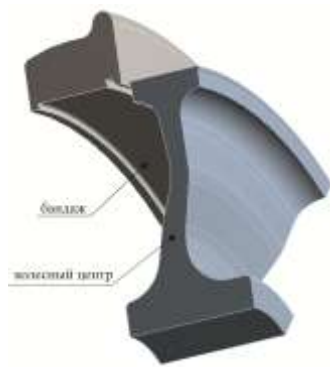


Рис. 1. Геометрическая модель 1/8 части элементов составного колеса тепловоза ЧМЭЗ

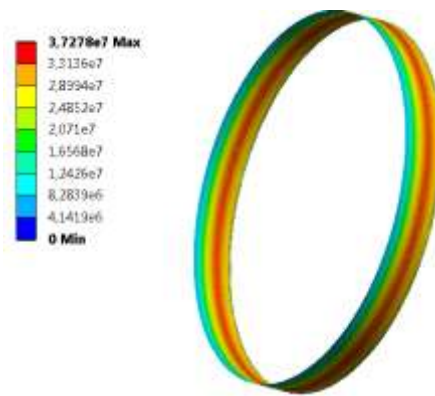


Рис. 2. Распределение контактного давления в Паскалях ($N = 1,1$ мм)

Смоделирован полный процесс реализации посадки с натягом бандажа на обод тепловым способом, включающий три этапа. В начальном положении колесный центр и бандаж смещены относительно друг друга в осевом направлении. На первом этапе выполняется нагрев бандажа с температуры 18°C до 300°C , а колесный центр находится в начальном положении. Далее, на втором этапе, бандаж сохраняет деформированное состояние с температурой нагрева 300°C , а колесный центр перемещается в осевом направлении до упорного бурта бандажа. На этапе третьем моделируется остывание бандажа и формирование соединения с натягом. Колесный центр в это время остается в конечном положении этапа 2.

Важным исходным параметром при решении контактной задачи в области сопряжения бандажа и колесного центра является коэффициент трения. При проектировании соединений с натягом рекомендуется принимать значения коэффициента трения $f = 0,14\text{--}0,16$ [4, 5]. В тоже время получаемая экспериментально величина коэффициента трения в соединении с натягом, может быть выше более чем в 3 раза [6]. Для установления влияния значения коэффициента трения на прочность сопряжения выполнены расчеты при $f = 0,12; 0,20$ и $0,30$. На рис. 2 приведена поверхность распределения контактных давлений в сопряжении бандажа и колесного центра при реализации натяга $N = 1,1$ мм.

Для оценки прочности соединения в осевом направлении выполнен четвертый этап моделирования, включающий задание осевого перемещения бандажа относительно колесного центра (бандажное кольцо отсутствует). При этом колесный центр закреплялся в осевом направлении. В таблице приведены значения рассчитанных усилий сдвига. Следует отметить, что полученные значения усилий на порядок превышают значения боковых сил, действующих на колесо в процессе эксплуатации [7].

С использованием разработанной компьютерной модели можно выполнять оценку не только напряженно-деформированного состояния составного колеса с учетом монтажных напряжений, но и прочности соединений с натягом его элементов.

Таблица 1 – Расчетные значения усилий осевого сдвига бандажа при различных значениях коэффициента трения в сопряжении

	$f = 0,12$	$f = 0,20$	$f = 0,30$
Усилие сдвига, кН	1378	2296	3894

Список литературы

1. Тепловозы: основы теории и конструкции: учеб. для техникумов / В.Д. Кузьмин, И.П. Бородулин, Э.А. Пахомов и др. – М.: Транспорт, 1991 – 352 с.
2. Нотик, З. Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗ^Т, ЧМЭЗ^Э: Пособие машинисту / З.Х. Нотик. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. – 444 с.

3. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера. Практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
4. Безъязычный, В.Ф. К вопросу расчетного определения прочностных характеристик сборочных соединений с натягом с учетом шероховатости поверхностей собираемых деталей и степени их наклепа/ В.Ф. Безъязычный, В.М. Федулов, С.В. Чугуевская// Сборка в машиностроении. – 2015. – №4. – С. 21-26.
5. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М Ж Машиностроение. – 1993. – 640 с.
6. Казанкин, В.А. Разработка методики расчета прочности неподвижных соединений с учетом контактной жесткости сопрягаемых деталей близкой твердости: диссертация канд. техн.наук / В.А. Казанкин – Волгоград. 2013. – 145 с.
7. Путятю, А.В.. Экспериментальная оценка боковых сил от рельса на колесные пары маневрового тепловоза ЧМЭЗ при движении в кривой малого радиуса / А.В.Путятю, Г.Е.Брильков // Локомотивы. Электрический транспорт. XXI век: материалы VI Международной научно-технической конференции. – СПб. : ФГБОУ ВО ПГУПС, 2018. – Т.1. – С. 32 – 35.

ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ПОМИЛОК ПІД ЧАС КОНТРОЛЮ СТАНУ КОЛІСНИХ ПАР ШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Устенко О. В., Дацун Ю. М., О. Клименко, Саркісян К. М., УкрДУЗТ

A. Ustenko, Y. Datsun, A. Klymenko, K. Sarkisian. Determination of the causes of errors after time of control of the state of wheel speed speed mechanical composition

The factors of the possible influence of a person when measuring the parameters of wheel-sets of high-speed rolling stock on the basis of building a tree of events and conducting quantitative analysis are considered. Obtained quantitative characteristics of the probabilities of making mistakes by personnel during measurements.

Контроль стану колісних пар швидкісного рухомого складу при проведенні ТО та ПР полягає в огляді та замірах. Заміри проводяться контактним вимірювальним інструментом, що характеризується високою ймовірністю виникнення помилок та похибок на різних етапах вимірювання.

Для визначення причин виникнення помилок при замірах гребня можна використати метод побудови «дерева подій», що набув поширення в теорії надійності. Основною метою побудови є представлення існуючих в системі умов, що здатні призвести до збою. Крім того, побудоване дерево дозволяє показати в явному вигляді слабкі місця і є наглядним засобом встановлення ступеню відповідності конструкції системи заданим вимогам. Структура «дерева подій» включає одну головну подію U – «несправна КП прийнята як справна», що з'єднується з набором відповідних вихідних подій, які утворюють причинні ланцюги. Взаємодія вихідних подій може показуватись з використанням спеціальних операторів. З урахуванням того, що похибки й помилки при проведенні вимірювань гребня колісної пари можуть бути наслідком помилок персоналу чи несправності обладнання і визначались основні групи вихідних подій. Кожна визначена подія X_i може призвести до результуючої U , тому в дереві подій використовувався оператор «або».

Аналітичний вираз умов появи результуючої події U має вигляд структурної функції:

$$U = X_1 \cup X_2 X_3 = (X_4 \cup X_5) \cup (X_6 \cup X_7 \cup X_8) \cup (X_9 \cup X_{10}). \quad (1)$$

Якісний аналіз «дерева подій» полягає в виявленні небезпечних поєднань, що можуть призвести до появи результуючої події. Взаємодія подій в дереві, що розглядається показана тільки з використанням оператора «або». Отже кожна вихідна подія може призвести до появи події U . А значить мінімальна кількість небезпечних поєднань дорівнює