

Продолжение таблицы 1

Род грузового вагона	Уравнения			
	полиномиальное	экспоненциальное	степенное	линейное
Цистерна-содовоз	$y1(x) = -3E^{-07}x^6 + 2E^{-05}x^5 - 0,0005x^4 + 0,0051x^3 - 0,0254x^2 + 0,1164x + 0,1236$ $R^2 = 0,9938$	$y2(x) = 0,2753e^{0,0961x}$ $R^2 = 0,9628$	$y3(X) = 0,1417x^{0,8247}$ $R^2 = 0,911$	$y4(x) = 0,1048x - 0,1527$ $R^2 = 0,8743$
Хоппер-дозатор	$y1(x) = 6E^{-07}x^6 - 4E^{-05}x^5 + 0,0012x^4 - 0,015x^3 + 0,094x^2 - 0,1982x + 0,1692$ $R^2 = 0,9941$	$y2(X) = 0,0809e^{0,1705x}$ $R^2 = 0,9303$	$y3(X) = 0,021x^{1,537}$ $R^2 = 0,9712$	$y4(x) = 0,1584x - 0,7217$ $R^2 = 0,889$
Рефрижераторная секция	$y1(x) = 1E^{-05}x^4 - 0,0002x^3 + 0,0064x^2 + 0,0037x - 0,1114$ $R^2 = 0,9998$	$y2(X) = 0,0392e^{0,2097x}$ $R^2 = 0,8905$	$y3(X) = 0,0112x^{1,7152}$ $R^2 = 0,7656$	$y4(x) = 0,1842x - 0,9917$ $R^2 = 0,8733$
Автономная рефрижераторная секция	$y1(x) = 8E^{-06}x^4 - 1E^{-04}x^3 + 0,0068x^2 - 0,0047x - 0,1112$ $R^2 = 0,9994$	$y2(X) = 0,0313e^{0,2286x}$ $R^2 = 0,7758$	$y3(X) = 0,0084x^{1,8478}$ $R^2 = 0,6512$	$y4(x) = 0,216x - 1,1864$ $R^2 = 0,8708$
Полувагон	$y1(x) = -6E^{-07}x^6 + 4E^{-05}x^5 - 0,0013x^4 + 0,0183x^3 - 0,1341x^2 + 0,5099x - 0,3718$ $R^2 = 0,9976$	$y2(X) = 0,2461e^{0,0975x}$ $R^2 = 0,9841$	$y3(X) = 0,1478x^{0,7404}$ $R^2 = 0,9102$	$y4(x) = 0,0809x - 0,0246$ $R^2 = 0,9263$
Думкар	$y1(x) = 6E^{-07}x^6 - 4E^{-05}x^5 + 0,0011x^4 - 0,0139x^3 + 0,0833x^2 - 0,1497x + 0,228$ $R^2 = 0,9966$	$y2(X) = 0,1678e^{0,1468x}$ $R^2 = 0,9776$	$y3(X) = 0,0754x^{1,1292}$ $R^2 = 0,9274$	$y4(x) = 0,1589x - 0,4985$ $R^2 = 0,9019$
Контейнер массы брутто 3 тонны	$y1(x) = -0,0001x^4 + 0,0056x^3 - 0,0637x^2 + 0,3043x - 0,0559$ $R^2 = 0,9952$	$y2(X) = 0,2346e^{0,1258x}$ $R^2 = 0,9498$	$y3(X) = 0,1711x^{0,7223}$ $R^2 = 0,8605$	$y4(x) = 0,0975x - 0,0169$ $R^2 = 0,8863$
Контейнер массы брутто 5 тонн	—	—	—	—
Контейнер массы брутто 20 (24) тонны	—	—	—	—

Во всей известной литературе степень износа сложных технических изделий типа "вагон" описывается через два вида уравнений: линейные и степенные. Считается, что только эти уравнения позволяют наилучшим образом описать износ сложных изделий типа "вагон". Как видно из таблицы 1, однозначно так утверждать нельзя. Чаще всего наиболее достоверную информацию об износе грузовых вагонов дают полиномы от четвертой до шестой степени.

Приведенные в таблице 1 уравнения технического износа для каждого рода грузового вагона позволяют с большой степенью достоверности определить ориентировочные точки технического износа. А это дает возможность эксперту знать год наибольшей вероятности модернизации данного рода грузового вагона.

Знание технического износа каждого рода грузового вагона с большой степенью достоверности (вероятности) по годам эксплуатации позволяют собственнику грузовых вагонов спланировать на длительную перспективу в 18 – 20 лет эксплуатационные затраты и проводить экономически выгодную техническую политику в условиях рынка.

УДК 652.225.073; 665.61.7

КОНТРОЛЬ ПРОЧНОСТИ НАПРЕССОВКИ КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА НА ШЕЙКУ ОСИ ПРИ ТЕПЛОВОЙ СБОРКЕ

И. Л. ЧЕРНИН

Белорусский государственный университет транспорта

Одним из путей повышения надежности вагонов является разработка эффективных процессов сборки и контроля соединений с гарантированным натягом вагонных конструкций, определение научно обоснованного подхода к совершенствованию технологии механосборочных процессов при

изготовлении и ремонте колесных пар рельсового транспорта. Степень надежности роликовых буксовых узлов колесных пар вагонов в эксплуатации повышается при осуществлении активного контроля прочности сопряжения тепловых поперечно-прессовых посадок по фактическому напряженному состоянию деталей.

При тепловой сборке соединений с гарантированным натягом должно обеспечиваться плотное и равномерное прилегание сопряженных поверхностей с отсутствием задиров и пластических деформаций, что обуславливает повышенную фактическую площадь контакта, следовательно, и прочность сопряжения. В распределение упругих деформаций кольца подшипника на шейке оси от натяга посадки вмешиваются такие факторы, как макрогеометрия деталей, шероховатость контактных поверхностей, которые искажают величину фактического натяга в соединении. Из-за дискретности контакта поверхностей деталей действительные величины удельного давления на отдельных участках сопряженных поверхностей могут отличаться. Поэтому, определяя величину диаметрального натяга в сопряжении, необходимо учитывать упомянутые факторы для получения реальных оценочных характеристик по прочности получаемых соединений. Актуальность решения вопроса эффективного контроля тепловых напрессовок вполне очевидна. В содружестве с Белорусской железной дорогой разрабатывается активный способ контроля прочности поперечно-прессовых соединений при горячей посадке внутренних колец роликовых буксовых подшипников на шейки осей колесных пар вагонов. Вопрос касается изыскания, экспериментального и теоретического обоснования эффективного способа выходного контроля и оценки исходной прочности сопряжения деталей с гарантированным натягом при тепловом формировании поперечно-прессовых соединений внутренних колец роликовых буксовых подшипников с шейками осей колесных пар вагонов.

Применяемая оценка прочности соединений при тепловой посадке деталей с натягом типа вал – втулка по такому единственному контролируемому параметру, как величина замеряемого натяга (косвенный метод оценки получаемого сопряжения с гарантированным натягом) не исключает вероятности получения поперечно-прессовых соединений с завышенными и заниженными фактическими величинами натягов в получаемых сопряжениях по сравнению с установленными по техническим условиями на сборку. Для таких ответственных посадок как «шейка оси колесной пары – кольцо подшипника» допуск натяга предусматривается более узким, чем по существующему стандарту. Этим достигается повышение стабильности прочности сопряжений на сдвиг и проворачивание получаемых соединений. Более узкий диапазон натягов обеспечивают селективным подбором по размерам сопрягаемых деталей, при этом решающее значение имеет трудно определяемая величина замеряемой в производственных условиях фактической отрицательной разности между диаметрами отверстия и вала формируемого соединения. До настоящего времени вопросы улучшения выходного контроля получаемых поперечно-прессовых соединений теплового формирования не разработаны в полной мере. В практике отмечаются нередкие случаи ослабления посадки колец подшипников на шейках осей и разрушения колец из-за чрезмерных напряжений, обуславливаемых завышенными натягами. Если даже не происходит проворот кольца подшипника при ослаблении натяга, неизбежно повышается активность контактной коррозии (фреттинг-коррозии) в зоне сопряжения шейки оси с кольцом подшипника. Контактная коррозия при относительных микроперемещениях последних достаточно наглядно проявляется в буксовых узлах роликовых колесных пар вагонов при циклическом нагружении в эксплуатации.

В результате проведения патентно-информационного исследования, анализа теоретического определения прочности цилиндрических соединений с гарантированным натягом, а также способа обработки экспериментальных данных на основе теории вероятности была принята экспериментально-теоретическая методика оценки контактного давления в тепловых напрессовках колец роликовых буксовых подшипников. Сущность его заключается в том, что по замеряемым окружным напряжениям на поверхности охватывающей детали от посадки ее на вал (ось) определяется контактное давление в зоне сопряжения на основе вытекающего из классического в теории упругости решения Гадолина-Ляме соотношения $P_k = f(\sigma_m)$. При этом напряжения σ_m измеряются тензометрическим способом. Для расчета контактного давления в сопряжении указанные напряжения должны усредняться по количеству точек измерений. Точность определения напряжений и соответственно контактного давления оценивается методами теории вероятности. Усредненные окружные напряжения σ_m , измеренные на внешней поверхности тензоэлемента, используют для оценки удельного давления в зоне контакта деталей и натяга сформированного напряженного соединения, величины кото-

рых определяются аналитическим методом по известным расчетным зависимостям и автоматически выводятся при помощи ЭВМ на печатающее устройство. Полученные экспериментально-расчетные данные сравниваются с эталонными минимально допустимыми значениями по прочности сопряжения с установленным натягом.

При реализации в производстве разработанного способа оценки качества тепловой напрессовки внутренних колец роликовых подшипников на шейке оси колесной пары контроль посадки осуществляется дважды (входной и выходной контроль сопряжения): 1 – перед тепловой сборкой косвенным методом путем замера (с определенной степенью точности) посадочных поверхностей сопрягаемых деталей формируемого соединения, 2 – после формирования прямым методом по напряженному состоянию охватывающей детали сформированного соединения, обусловленному наличием фактического натяга в сопряжении деталей «кольцо подшипника – шейка оси колесной пары». В этом заключаются отличительные признаки описанного способа контроля тепловых напрессовок деталей.

Исходными теоретическими зависимостями для определения деформаций и напряжений в кольце подшипника являются соотношения, вытекающие из классического в теории упругости решения Гадолина-Ляме для толстостенных цилиндров. Как известно, цилиндр считается толстостенным, если толщина стенки последнего больше одной десятой его среднего радиуса. В случае, когда отсутствует наружное давление для толстостенного цилиндра (кольца подшипника) с внутренним равномерно распределенным по его окружности давлением p_k можно записать для наружной поверхности кольца соотношение $p_k = 0,5\sigma_m (1 - K^2) / K^2$, где $K = r_1 / r_2 = d / d_n$; r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы кольца подшипника; d_n – наружный диаметр кольца.

Учитывая, что натяг δ посадки весьма мал по сравнению с диаметром d поверхности контакта, считаем $d_{ш} = d_o = d$ (диаметры шейки оси и отверстия кольца примерно равны диаметру сопряжения этих деталей). Используем известную зависимость для определения контактного давления в сопряжении по заданной величине натяга соединения $p_k = (\delta E / 2d) / [1 - (d / d_n)^2]$, где E – модуль упругости для стали. Принимая $m_k = 1/K$, получаем достаточно простую для практического применения формулу $\delta = \sigma_m d_n m_k E^{-1}$. Для внутренних колец роликовых буксовых подшипников колесных пар вагонов $d_n = 158$ мм, $d = 130 \dots 129$ мм, соответственно $m_k = 1,215 \dots 1,225$.

Измеряемые тангенциальные напряжения σ_m от посадки кольца подшипника шейку оси не должны превышать расчетные допускаемые значения $[\sigma_m]$, которые определяются при условиях, исключающих перенапряжение кольца подшипника в результате завышения фактического натяга в сопряжении. Это позволяет ликвидировать браки в эксплуатационной работе, вызываемые трещинообразованием и разрывом внутренних колец буксовых подшипников из-за некачественной сборки. Вместе с тем измеряемые напряжения σ_m не должны быть ниже расчетного значения при минимально допустимой величине фактического натяга в сопряжении кольца подшипника с шейкой оси. Это позволяет недопустить прослабления посадки при сборке и исключить в дальнейшем проворачивание кольца подшипника на шейке оси в эксплуатации.

Таким образом обеспечивается совместное выполнение контроля прочности соединения кольца подшипника с шейкой оси колесной пары по фактической величине натяга посадки и первичного традиционно применяемого косвенного способа контроля сопряжения по замерам диаметров посадочных поверхностей соединяемых деталей. При условии использования в структурной схеме средств технического диагностирования вычислительных машин обработанные результаты с ЭВМ передаются на цифропечатающее устройство для визуального контроля и на логический блок сравнения, сопоставляющий по заданному критерию диагностический сигнал с нормированным значением, хранимым в запоминающем устройстве.

УДК 652.225.073: 665.61

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И РЕМОНТА РОЛИКОВЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР ВАГОНОВ

И. Л. ЧЕРНИН

Белорусский государственный университет транспорта

Процессы механического взаимодействия сопряженных вагонных деталей, влияние их на прочностные свойства последних в эксплуатации до настоящего времени изучены недостаточно, а имен-