

Рассматривались два варианта перевозки крупнотоннажных контейнеров со скоростями от 6,3 до 33,3 м/с. Расчеты проводились для двух значений принятых коэффициентов запаса сопротивления усталости $[n_y] = 1,5$ и $[n_y] = 1,8$ и среднесуточных пробегах платформы 200 и 500 км. Анализ динамической нагруженности рамы платформы осуществляется в квазистатической постановке по рекомендациям Норм.

Расчеты показали, что схема загрузки платформы двумя 40-футовыми контейнерами является определяющей для ресурса рамы.

Расчетное значение срока службы платформы при среднесуточном пробеге 200 км превысило назначенный срок службы при использовании упрочняющей обработки наиболее нагруженных сварных соединений рам как при перевозке двух 40-футовых контейнеров весом 60,96 т, так и при трех 20-футовых весом 72 т.

При среднесуточном пробеге 500 км и перевозке трех 20-футовых контейнеров весом 72 т максимальный срок службы для принятого коэффициента запаса сопротивления усталости $[n_y] = 1,8$ превысил срок службы до первого капитального ремонта.

Выполнено исследование влияния на ресурс несущей конструкции рамы усилений ее узлов, предложенных ФГУП ВНИКТИ ОАО «РЖД». Для этого в разработанные конечноэлементные модели были введены дополнительные усиления и проведен расчет ресурса сварных соединений в этих зонах.

Сопоставление эквивалентных напряжений в исследуемых зонах рамы с усилениями и без них показывает, что усиливающие элементы приводят к определенному перераспределению напряжений и в ряде случаев – к некоторому снижению нагруженности основных сварных швов. Наибольшее снижение эквивалентных напряжений дают усиления узлов соединения шкворневой балки с продольными (15,3 %), раскоса с продольной и первой промежуточной балками (24,3 %), лобовой и продольной (26 %), лобовой и хребтовой (28,9 %) балок, что дало повышение значений коэффициентов запаса сопротивления усталости n_y сварных соединений на 6–25 %.

Вместе с тем для сварных соединений нижнего листа шкворневой балки с полкой продольной балки, нижнего листа лобовой балки с хребтовой и раскоса с первой промежуточной балкой коэффициенты запаса сопротивления усталости исходного варианта конструкции (без усилений) значительно превышают допускаемые Нормами величины и введение усилений здесь нецелесообразно.

Достоверность предлагаемой методики расчета показателей усталостной долговечности сварной рамы рассматриваемой длиннобазной платформы проверялась на основе результатов ее усталостных испытаний, выполненных ОАО «Алтайвагон».

УДК 64.066.88; 621.833

О СИСТЕМАТИЗАЦИИ КРИТЕРИЕВ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

В. В. КОМИССАРОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Зубчатые колеса являются высоконагруженными силовыми системами и относятся к компонентам ответственного назначения, имеющим общетехническое применение. Безопасность и надежность их эксплуатации обычно лимитируют долговечность всего изделия. Поэтому вопрос о критериях повреждаемости зубчатых колес имеет особое значение. В большинстве случаев долговечность и надежность зубчатых передач ограничивается изгибной и контактной прочностью зубьев. При этом для оценки и обеспечения надежности используют различные критерии усталостного и контактного разрушений. Под критерием таких разрушений понимают комплекс признаков, характеризующих возникшее повреждение.

Согласно ГОСТ 25.502–79 «Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость» критериями предельного состояния при сопротивлении материала изгибной усталости принимают критическую длину усталостной трещины либо разрушение (разделение на 2 части) испытываемой модели (детали).

Характерными признаками разрушения при контактной усталости являются микро- и макротрещины, отслаивание, единичные или групповые ямки выкрашивания, предельный износ, образование гребней и вмятин. При этом однозначного ответа на вопрос о выборе критерия для определения опасных форм контактных разрушений и повреждений до настоящего времени, по-видимому, нет.

Критерий контактной выносливости материала при испытаниях обычно связывают с некоторой степенью поражения рабочих поверхностей материала для прямозубых колес принимал наличие не менее 10 крупных или 20 мелких раковин выкрашивания, равномерно распределенных по всей длине зуба; В. А. Степанов – наличие 20 раковин, расположенных цепочкой по длине зуба; С. Ф. Щетинин – наличие 20 раковин, поражающее 50 % площади их рабочих поверхностей; А. И. Белянин – выкрашивание материала, поражающее около 30 % рабочей поверхности ножек зубьев (для прямозубых и косозубых колес) на 70 % всех зубьев; К. И. Заблонский и В. П. Мурашко – контактные повреждения пятью-шестью ямками выкрашивания на каждом из 75 % зубьев испытываемого колеса; В. Калькерт – выкрашивания материала, занимающие 0,6 % от всей рабочей поверхности зубьев. Г. Ниман и В. Рихтер для прямозубых и косозубых зубчатых колес с перепадом и без перепада твердостей материала за допускаемую величину выкрашивания принимали такое, раковины которого занимают не более 2 % суммарной площади рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса (при большом количестве зубьев занимаемую раковинами площадь определяют не менее чем на 30 зубьях, а при малом – на всех зубьях).

А. В. Орлов отмечал, что согласно данным экспериментальных наблюдений при испытании образцов металла минимальный размер первоначального выкрашивания хорошо коррелирует с величиной малой оси пятна контакта. Поэтому предложено использовать в качестве критерия разрушения относительную величину размера выкрашивания. С учетом этого в рекомендациях Р50-54-30-87 для схем нагружения качение без проскальзывания, качение с проскальзыванием и качение с внешней касательной нагрузкой регламентированы следующие основные критерии разрушения: наличие на контактной поверхности нескольких ямок выкрашивания или единичного выкрашивания диаметром, превышающим 50 % малой полуоси пятна контакта. При пульсирующем контакте – наличие на контактной поверхности усталостной трещины, возникающей у контура пятна контакта.

Появление выкрашивания сопровождается резким повышением уровней шума и вибрации. Для фиксации момента разрушения существуют приборы, которые реагируют на эти изменения. В случаях, когда применение специальной аппаратуры не представляется возможным, размеры ямок выкрашивания можно определить с помощью оптических приборов. При этом измеряют диаметр выкрашивания и строят график изменения площади выкрашивания в функции наработки (числа циклов нагружения) и за момент разрушения принимают резкое увеличение площади выкрашивания контактной поверхности.

Согласно ГОСТ 30754-2001 при испытаниях на контактную усталость основными критериями предельного состояния являются:

- а) критическая плотность ямок выкрашивания (питтингов) на поверхностях трения;
- б) предельный износ (предельное сближение осей) образца и контрообразца;
- в) образование поверхностных волн пластичности.

При этом в ГОСТ 30754-2001 указанные критерии не регламентируются.

Таким образом, однозначный и общепринятый критерий предельного состояния при контактной усталости отсутствует. В этой связи с целью обеспечения сопоставимости определяемых характеристик сопротивления контактной усталости при проведении испытаний моделей зубчатого зацепления нами был принят критерий, который определяется как предельное сближение осей образца и контрообразца δ_c . В ряде экспериментов было принято $\delta_c = 100$ мкм. При этом наблюдалось значительное повышение шума и вибрации в испытываемой зоне, что свидетельствовало о начале интенсивного выкрашивания. Данные выводы подтверждены микроструктурными исследованиями дождки катания. В докладе предложена систематизация критериев предельного состояния зубчатых зацеплений, а также приводятся результаты испытаний на контактную усталость для различных диаметров испытываемых моделей.