

О РЕЗЕРВАХ СНИЖЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РАСХОДОВ ЗА СЧЕТ ВНЕДРЕНИЯ НОВОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАТКИ

Е. А. ЧАЙКОВСКИЙ

Белорусская железная дорога, г. Жлобин

Выполнение качественного планового вида ремонта колесных пар вагонов является одной из важнейших задач в общей цепи обеспечения безопасности движения поездов, перевозок грузов и пассажиров.

Ежегодно примерно одна третья часть всех отцепок происходит в первые шесть месяцев после плановых видов ремонта, что свидетельствует о неудовлетворительном его качестве. В связи с этим необходимо повышать качество ремонта букс, производить дальнейшее совершенствование ремонтной базы на основе внедрения прогрессивных форм организации труда, автоматизации производственных процессов, а также повышать уровень профессионального мастерства работников.

Одна из причин отцепок грузовых и пассажирских вагонов в эксплуатации – **недопустимый нагрев буксовых узлов**, который происходит из-за разрушений основных составляющих элементов роликовых подшипников.

Нагрев буксовых подшипников возникает вследствие трения качения роликов по кольцам, трения смазки о детали подшипников и трения скольжения торцов роликов о борта колец. Выделяющееся в процессе работы подшипников тепло расходуется на повышение температуры самих подшипников, смазки, шейки, корпуса буксы, сопряженных с осью элементов колес, при этом часть тепла рассеивается через поверхность буксового узла и колесной пары в окружающую среду.

Наиболее высокую температуру имеют ролики и сепараторы, затем (в порядке убывания) внутренние и наружные кольца, корпус буксы и ступица колеса. Разность температуры роликов и наружного кольца в эксплуатации составляет 25–40 °С, но может достигать 70 °С.

Различный эксплуатационный нагрев элементов подшипников вызывает температурные деформации, которые, уменьшая рабочие зазоры, могут привести к защемлению (заклиниванию) роликов между кольцами и разрушению буксового узла. Поэтому температура буксового узла является важнейшим критерием, характеризующим техническое состояние подшипников. Причиной повышенного нагрева букс может быть излишнее количество в них смазки, что чаще всего происходит после ревизии букс. Излишняя смазка выдавливается через лабиринтные уплотнения и после пробега вагоном на расстояния 500–600 км интенсивность снижается. Наиболее интенсивный нагрев букс наблюдается при недостаточном радиальном и особенно осевом зазорах в подшипнике.

Основными неисправностями буксовых узлов с роликовыми подшипниками являются: разрыв внутреннего кольца, ступенчатые сколы борта внутреннего кольца, ослабление посадки внутреннего кольца, ослабление торцевого крепления, контактно-усталостное повреждение ролика подшипника, обводнение смазки ЛЗ ЦНИИ.

Установлено, что процесс окончательного разрушения подшипника стремительно ускоряется в том случае, если в буксе прекращается процесс качения и возникает сухое трение скольжения (например, роликов по дорожке качения внутреннего кольца, внутреннего кольца по шейке оси).

При провороте внутреннего кольца подшипника происходит ступенчатый износ шейки, который может привести к ее излому.

Известно, что если *разрушение подшипника происходит в самом начале эксплуатации*, то обычно причинами этого могут быть низкое качество его изготовления или нарушение технологии монтажа.

При плановых видах ремонтов колесных пар согласно «Руководящему документу по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колес 1520 (1524) мм. РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017» допускается применять два способа демонтажа (монтажа) внутренних колец буксовых подшипников:

- 1) при помощи прессового оборудования (основной);
- 2) при отсутствии или неисправности прессового оборудования – демонтаж внутренних колец с использованием индукционных нагревателей.

Недостатками данных методов являются:

– в первом случае – возможные повреждения поверхности шейки оси колесной пары при демонтаже/монтаже внутренних колец буксовых подшипников, что приводит к дорогостоящему ремонту колесной пары;

– во втором – большие энергозатраты, повышение времени на ремонт колесных пар за счет остывания детали (требуются дополнительные затраты, оборот колесных пар).

Для решения данной проблемы предлагаем внедрить приспособление для демонтажа внутренних колец буксовых подшипников (рисунок 1).

Устройство содержит: основной корпус рабочего гидроцилиндра с кольцевыми уплотнениями, полый поршень-шток закрепляемый на шейке оси с помощью съемной резьбовой части; вспомогательный корпус рабочего гидроцилиндра с фрикционными зажимами, уплотнительную конусную втулку, закрепляемую толстостенным кольцом с односторонней резьбовой частью, внутренней двухсторонней конусностью и каналом для подвода рабочей жидкости в зону сопряжения внутренних колец подшипников (заднего и переднего) с шейкой оси колесной пары; свободно устанавливаемую конусную втулку, которая закрепляется внутри кольца прижатием основного корпуса рабочего гидроцилиндра при помощи болтов скрепления на прокладке; тонкостенный стакан силовой части с фланцем, винтом и антифрикционной опорой, а также стяжные элементы для скрепления между собой гидравлической и механической частей устройства.

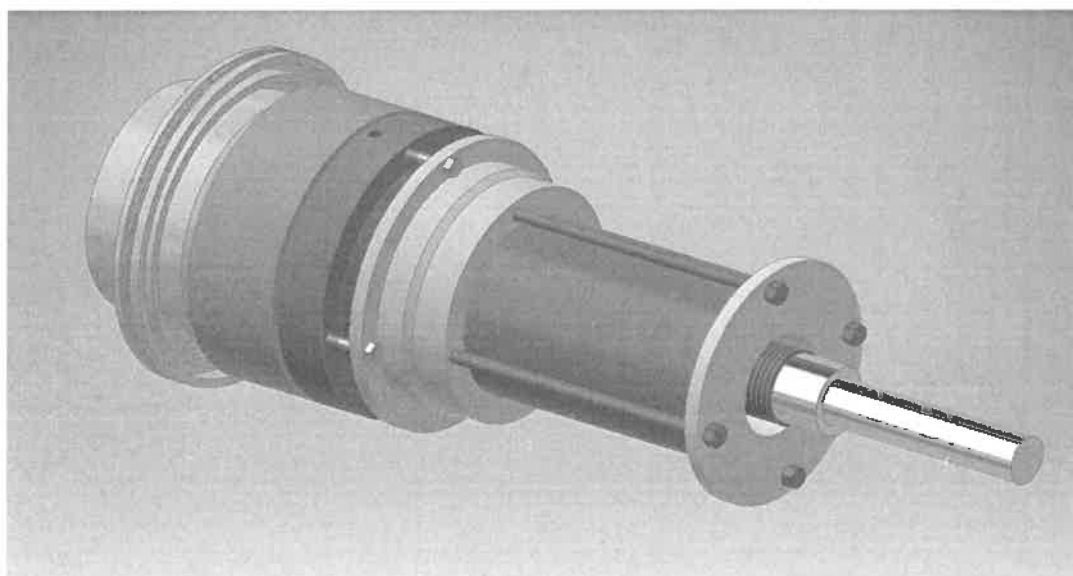


Рисунок 1 – Устройство для демонтажа внутренних колец буксовых подшипников

Принцип работы устройства заключается в следующем: на заднее внутреннее кольцо буксового подшипника устанавливают вспомогательный корпус рабочего гидроцилиндра с втулкой и закрепляют зажимы. Затем заворачивают толстостенное кольцо и затягивают по конусу втулку на поверхности кольца. Заводят втулку со свободного торца в кольцо. На торец шейки оси закрепляют сменную резьбовую часть, на которую наворачивают поршень-шток с уплотнительной прокладкой на торце. Сдвигают основной корпус рабочего гидроцилиндра с уплотнительной прокладкой по поршню-штоку до упора в торец втулки и затягивают по конусной поверхности кольца с помощью болтов скрепления.

Собранная таким образом гидравлическая часть устройства, соединенная с механической частью при помощи стяжных элементов, подготовлена к выполнению маслосъема одновременно двух внутренних колец буксовых подшипников с шейки оси колесной пары. Демонтаж выполняется при подаче рабочей жидкости насосной станцией с ручным приводом типа НРГ-7010 через канал во внутреннюю изолированную полость. После создания расклинивающей масляной прослойки в зоне контакта колец с шейкой оси вращением силового винта осуществляется аксиальное перемещение демонтируемых двух колец с шейки оси на поршень-шток. Снижают давление рабочей жидкости, разбирают устройство и удаляют демонтированные внутренние кольца заднего и переднего подшипников.

При использовании данного устройства не возникают повреждения шейки оси колесной пары (задиры). Снижаются энергозатраты, т. к. данное устройство не требует электропотребления, повышается качество ремонта (шейка оси колесной пары не повреждается за счет создаваемой масляной прослойки в зоне возникновения дефекта).

Предлагаемое устройство для распрессовки внутренних колец буксовых подшипников является ресурсосберегающим, направлено на экономию сырья, материалов и комплектующих. Повышает качество ремонта грузовых вагонов, что обеспечивает безопасность движения железнодорожного транспорта.

УДК 629.4.027.5

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ПРОФИЛЯ ПРОДОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ КОЛЕСА С ОСЬЮ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

Р. И. ЧЕРНИН, Г. Е. БРИЛЬКОВ, О. В. ПУТЯТО

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Колесная пара является одним из наиболее ответственных узлов железнодорожного подвижного состава. Обеспечение требуемой прочности соединений с гарантированным натягом деталей колесной пары напрямую связана с безопасностью движения. Соединения с натягом колес и внутренних колец буксовых подшипников подвергаются воздействию комплекса силовых факторов и могут работать на осевой сдвиг, проворачивание или испытывать комбинированную нагрузку. Недостаточная прочность соединений может привести к относительному сдвигу элементов и вызвать катастрофические последствия [1].

Проведенные ранее исследования [2] показали, что прочность соединения с натягом существенно зависит не только от величины натяга, но и от коэффициента трения в сопряжении, управление значением которого возможно обеспечить нормативными требованиями в части установленных значений конечных усилий запрессовок сопрягаемых элементов. В то же время следует отметить, что влияние величин предельных отклонений размеров сопрягаемых поверхностей, в особенности элементов колесных пар железнодорожного подвижного состава, исследовано не достаточно. Это можно объяснить тем, что специальное проведение таких исследований требует механической обработки деталей с прецизионной точностью. Таким образом, наряду с необходимостью при изготовлении и ремонте колесных пар осуществлять мероприятия технологического характера по улучшению формирования и расформирования их узлов и по совершенствованию контроля требуемой величины натяга, актуальной является задача превентивной оценки прочности соединений элементов колесной пары.

В соответствии с нормативной документацией [3] при формировании соединения «колесо (колесный центр) – ось» локомотива значение фактического натяга должно находиться в пределах $(0,0009-0,0015)d$, где d – диаметр подступичной части оси, причем значение конечного усилия запрессовки должно быть для колеса цельнокатаного в диапазоне 441–636 кН на каждые 100 мм диаметра посадочной поверхности, а для колесного центра – 392–588 кН. Для аналогичного соединения вагонной колесной пары в соответствии с стандартом предприятия [1] значение фактического натяга должно находиться в пределах от 0,1 до 0,25 мм, причем значение конечного усилия запрессовки, учитывая номинальный диаметр подступичной части, равный 194 мм, должно быть: от 826,7 кН до 1115 кН (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса $Rz \leq 20$ мкм); от 749,89 кН до 1115 кН (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса $20 \text{ мкм} < Rz \leq 30 \text{ мкм}$).

Расчет статической прочности цилиндрического прессового соединения выполняется, как правило, по формулам, основанным на решении плоской осесимметричной задачи теории упругости (задача Ляме – Гадолина). Несмотря на очевидность прямо пропорциональной зависимости прочности продольно-прессового соединения с натягом от площади контактирования, часто имеют место несоответствия с практическими результатами. В таком случае несоответствия устраняют за счет коэффициента трения, величина которого должна аккумулировать все неучтенные параметры. Отдельные факторы, влияющие на прочность соединения с натягом, исследованы достаточно детально. Так, известно, что наибольшее влияние на прочность такого соединения оказывает величина натяга, а также материал и характеристики поверхностного слоя сопрягаемых деталей; микро- и макрогеометрия посадочных поверхностей; наличие промежуточных сред (смазка, клеевые прослойки).