

В. И. СЕНЬКО, д.т.н., профессор, БелГУТ (Республика Беларусь);

И. Л. ЧЕРНИН, к.т.н., доцент, БелГУТ (Республика Беларусь);

Р. И. ЧЕРНИН, магистр т.н., БелГУТ (Республика Беларусь)

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ НАДЁЖНОСТИ И СРОКА СЛУЖБЫ КОЛЁСНЫХ ПАР ВАГОНОВ

Показані недоліки складання-демонтажу з'єднань із натягом і контролю міцності теплових напресовок колісних пар, наведені дані про розроблені нові рішення з оцінки міцності поперечно-пресових з'єднань кілець підшипників із шейками осей і гідророзпресовці кілець підшипників.

Отражены недостатки сборки-демонтажа соединений с натягом и контроля прочности тепловых напресовок колёсных пар, приведены данные о разработанных новых решениях по оценке прочности поперечно-прессовых соединений колец подшипников с шейками осей и гидрораспрессовке колец подшипников.

The disadvantages of assembling-demounting of joints with pull and checking of strength of heat on-pressings of wheel pairs are reflected, the data about developed new solutions on estimation of strength of transverse-pressed joints of bearing rings with axle necks and hydro-depressing of bearing rings are given.

Введение

Успешное решение задачи повышения надёжности железнодорожного подвижного состава требует всемерного совершенствования технологии изготовления ходовых частей локомотивов, вагонов и сборки ответственных узлов их колёсных пар. Качественно выполненные сборочные единицы подвижного состава позволяет не только повысить надёжность, но и снизить трудоёмкость изготовления и ремонта конструкций. Опыт эксплуатации и многочисленные исследования свидетельствуют, что применяемые в вагостроении и в вагоноремонтном производстве технологические процессы сборки-демонтажа соединений с гарантированным натягом колёсных пар требуют всемерного улучшения.

Характер взаимодействия сопряжённых деталей при сборке определяет их напряжённо-деформированное состояние (НДС), обуславливающее возникновение дефектов соединений. Наличие трудно учитываемых факторов, влияющих на исходную прочность формируемых соединений с натягом, снижает их надёжность и долговечность, а недостатки применяемой механической распрессовки значительно сокращают технический ресурс осей колёсных пар. Измерения диаметров посадочных поверхностей деталей, проведённые после многократных сборок-разборок соединений, показали, что величина натяга в зоне сопряжения за одну запрессовку снижается на 16...20 % в зависимо-

сти от материалов сопряжённых элементов колёсных пар, т.е. наблюдается значительный износ поверхностей контакта [1].

В решении проблемы повышения безопасности движения поездов целесообразными являются технические мероприятия по увеличению прочности и надёжности соединений с гарантированным натягом колёсных пар грузовых и пассажирских вагонов. Альтернативной применяемым механической распрессовке и запрессовке соединений является гидропрессовая технология (ГПТ) механосборочных процессов, допускающая выполнение многократного монтажа-демонтажа посадок при незначительном снижении величин натягов. Успешному развитию этого направления способствуют разработки основных положений по теории гидрораспора при осуществлении механосборочных и демонтажных работ с торцовым подводом масла высокого давления в зону сопряжения деталей соединений с гарантированным натягом.

При использовании ГПТ сборки-демонтажа соединений с натягом большое значение имеют: выбор рациональной схемы подвода рабочей жидкости (РЖ) в зону сопряжения; установление оптимальных параметров гидропрессования и возникающих усилий гидрораспора; обеспечение достаточной жёсткости технологической оснастки и создание уплотняющих устройств, гарантирующих при высоких давлениях от утечек РЖ из рабочих полостей конструкций во внешнюю среду. Дальнейшее совер-

шенствование ГПТ механосборочных процессов предусматривается при использовании гидропрессования для демонтажа и сборки узлов конструкций с подшипниками качения и при создании диагностического комплекса для осуществления неразрушающего контроля по прочности поперечно-прессовых тепловых соединений колёсных пар на колёсо-роликовых участках вагоностроительных и вагоноремонтных предприятий. Так как применяемая технология сборки этих сопряжений с гарантированным натягом в зоне контакта соединяемых деталей характеризуется с негативной стороны отсутствием эффективного контроля качества посадки.

Оценка прочности соединения деталей типа вал-втулка по такому единственно контролируемому параметру как величина замеряемого перед сборкой натяга (косвенный метод контроля) не исключает возможности получения поперечно-прессовых тепловых соединений с завышенными и заниженными фактическими величинами натягов в сформированных посадках по сравнению с установленными требованиями технической документации (ТНПА). До настоящего времени вопросы улучшения технологии теплового формирования поперечно-прессовых соединений не разработаны в полной мере, поэтому отмечаются случаи различной прочности напрессовки колец подшипников на шейках осей колёсных пар при равных условиях сборки формируемых соединений.

Случаи разрушения буксовых узлов колёсных пар вагонов в эксплуатации подтверждает необходимость всемерного совершенствования контроля за качеством получаемых поперечно-прессовых тепловых соединений внутренних колец буксовых подшипников с шейками осей. Анализ причин нарушения безопасности движения по данным ОАО «РЖД» показывает, что опасные неисправности, из-за которых вагоны направляются в текущий отцепочный ремонт составляют: – грение букс более 52 % и сдвиг корпуса буксы – 23 %, при этом ежегодно около 30% всех отцепок, связанных с состоянием буксового узла, наблюдается в первые шесть месяцев после ремонта [1], что также свидетельствует о недостатках формирования при ремонте и отсутствии эффективного выходного контроля прочности получаемых соединений.

По данным ВНИИЖТа ослабление натяга посадки внутреннего кольца роликового подшипника составляет для букс пассажирских вагонов около 4% и для букс грузовых вагонов примерно 18% от общего количества отказов

по буксовому узлу. Увеличение натяга посадки от установленной нормы приводит к возникновению высокой концентрации напряжений, излому или разрыву внутреннего кольца подшипника. Указанный вид отказов составляет около 20%. Контроль сборки по прочности сопряжения колец буксовых роликовых подшипников с осями является составной частью технологического процесса содержания роликовых колёсных пар вагонов и представляет важную научно-техническую задачу.

Прочность сопряжения деталей с гарантированным натягом зависит от характера трения на поверхностях их контакта. Сила трения связана с микроскопическими изменениями конфигурации контактирующих тел, локализованных в поверхностных слоях, при этом предполагаются малые, частично обратимые перемещения, величина которых пропорциональна предложенным сдвигающим и скручивающим нагрузкам. Полная сила трения покоя соответствует предельной величине предварительного смещения, переходящего в относительное смещение сопряжённых деталей. Существенным недостатком цилиндрических соединений с гарантированным натягом является недопустимость даже однократной их перегрузки, что обуславливает проворачивание колец подшипников на шейках осей. При недостаточном натяге в сопряжении указанный проворот вызывает интенсивный износ шейки оси с образованием выработки значительной глубины на поверхности контакта последней с кольцом подшипника. В условиях достаточной смазки указанная пара трения работает как подшипник скольжения, в противном случае отмечается интенсивный нагрев буксового узла от трения. Если даже не происходит проворот кольца подшипника при ослабленном натяге в сопряжении, неизбежно повышается активность контактной коррозии деталей соединения. Контакт втулки и вала в соединениях с гарантированным натягом при относительных микроперемещениях последних приводит к коррозии трения (фретинг-коррозия) в соединениях, что и проявляется достаточно наглядно при горячей посадке колец роликовых подшипников буксовых узлов при циклическом нагружении. Указанный вид повреждений на поверхности контакта оси вызывает мелкие трещины усталости даже при небольших напряжениях. Трещины усталости от влияния коррозии трения в зоне контакта деталей соединений могут не распространяться на большую глубину и не вызывать полного разрушения охватываемой детали. По-

этому рассматривается для валов с напрессовками несущая способность до появления мелких трещин (браковочный признак для осей колёсных пар в эксплуатации) и до полного разрушения оси. Одним из путей борьбы с фреттинг-коррозией в соединениях является создание масляной плёнки в зоне контакта деталей (толщиной порядка 0,1 мкм и более, так как в пленках указанных толщин уже проявляются объёмные свойства жидкости). Вопросы повышения эксплуатационной надёжности поперечно-прессовых соединений колёсных пар, изыскания эффективных конструктивных и технологических решений в этом направлении, являются достаточно актуальными, востребованные практикой производства.

Основные направления разработок

В Белорусском государственном университете транспорта выполняются работы по повышению работоспособности буксовых роликовых узлов колёсных пар вагонов, направленные на предотвращение реальной угрозы для безопасности движения поездов, связанной с гребнем букс и изломом шеек осей колёсных пар из-за разрыва и проворачивания внутренних колец роликовых подшипников. Эти работы направлены на создание эффективной технологической оснастки для осуществления гидропрессовых механосборочных процессов (ГПТ) и реализацию возможности использования в производстве более достоверной оценки прочности сформированных соединений с натягом колёсных пар вагонов. Разрабатываются средства диагностики по прочности сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейками осей колёсных пар, принцип действия которых основан на использовании расчётно-экспериментального метода определения НДС охватываемой детали соединения с гарантированным натягом типа «вал–втулка».

В механосборочном производстве различных отраслей машиностроения гидропрессовая технология (ГПТ) сборки и демонтажа соединений с гарантированным натягом используется достаточно широко. При выполнении упомянутой гидропрессовой сборки и разборки напряжённых посадок в той или иной степени реализуется расклинивающий эффект масляной прослойки между контактирующими поверхностями деталей соединений при нагнетании (различным образом) минерального масла под высоким давлением в зону сопряжения с натягом. Давление нагнетаемого масла должно превышать величину среднего удельного давления

в зоне контакта деталей соединения. В этом случае между контактирующими поверхностями при протекании жидкости образуется прослойка масла, которая во много раз снижает коэффициент трения в зоне сопряжения деталей при их относительном аксиальном смещении. Возможность производства многократного формирования и демонтажа соединений при использовании ГПТ, замена мощного прессового оборудования малогабаритными нагружающими устройствами позволяет относить гидропрессовые соединения деталей машин к категории легкоразъёмных.

Повышение прочности соединений, собранных гидропрессовым способом (по сравнению с механическими напрессовками) обусловлено тем, что взаимное перемещение деталей при механической запрессовке вызывает интенсивное переформирование микропрофиля поверхностей контакта и срез микронеровностей. Поэтому тангенциальные (окружные) напряжения, рассчитанные по натягам на основе вытекающего из решения Гадолина – Ляме соотношения

$$\sigma_t = 2p_K (d/d_2)^2 / [1 - (d/d_2)^2],$$

где p_K – величина контактного давления в сопряжении от натяга, d – диаметр сопряжения, d_2 – наружный диаметр охватываемой детали соединения, превышают замеренные окружные напряжения σ_t на внешней поверхности напрессованной механическим способом на вал цилиндрической втулки. Несоответствие между экспериментальными и расчётными напряжениями обуславливается в основном смятием микронеровностей и отклонениями формы сопрягаемых поверхностей.

Для осуществления гидропрессования (ГПТ) необходимым условием является применение очищенных нейтральных сортов минеральных масел требуемой вязкости. Проникновение масла под давлением по всей длине посадки в зоне сопряжения между контактирующими поверхностями обеспечивается уравниванием контактного сжатия при относительном сдвиге деталей. При этом образуется деформированный кольцевой зазор между поверхностями контакта (сужающийся от места ввода РЖ к концам охватываемой детали) и преодолеваются силы гидродинамического сопротивления проникновению масла вглубь сопряжения. Для практических целей минимально необходимое давление рабочей жидкости предлагают [2] определять по эмпирической зависимости

$$p_M = 1,8p_K + \Delta p,$$

где $\Delta p = 20$ МПа – учитывает необходимость повышения давления для стабилизации процесса ГПТ.

После гидронапрессовки отмечается удовлетворительное удаление масла из зоны контакта без применения специальных маслоотводящих каналов из соединений деталей, поверхности сопряжения которых обработаны шлифованием ($R_a = 0,32 \dots 1,25$ мкм) независимо от вязкости применяемых масел. Демонтаж соединений с натягом гидропрессовым способом не ухудшает качество сопряжённых поверхностей и существенно не отражается на прочности соединений при вторичных испытаниях на аксиальный сдвиг экспериментальных напрессовок [2].

При гидропрессовании в зоне сопряжения деталей кроме жидкостного трения может возникать и контактное трение при непосредственном частичном соприкосновении посадочных поверхностей. Однако появление контакта при непрерывной смазке рабочих поверхностей протекающей в деформированном зазоре РЖ может обуславливать только граничное трение.

На напряжённое состояние соединений и качество их поверхностей контакта, уровень давления гидросреды в деформируемом зазоре существенное влияние оказывает подача РЖ в зону сопряжения. При большой подаче масла (РЖ) его давление в месте ввода в соединение деталей резко увеличивается, однако масляный клин не успевает проникать на всю длину контактирующих поверхностей. Напряжённое состояние соединений обуславливается и видом применяемой при ГПТ рабочей жидкости. По данным ВНИИТИ по сравнению с использованием масла МС-20: применение дизельного топлива снижает напряжения в охватывающей детали в 1,7...2 раза, а при использовании индустриального масла и дизельного – в 1,3...1,5 раза [2].

Глубина проникновения сдавливаемой масляной прослойки вглубь напряжённой посадки зависит от степени повышения давления нагнетания гидросреды относительно контактного сжатия в сопряжении и геометрических размеров гидропрессовых соединений. Образующийся кольцевой сужающийся зазор, заполненный маслом может отмечаться на длине 0,50...0,75 от полной длины сопряжения при торцевой подаче РЖ в соединение [3]. На оставшейся части посадки с натягом масло проникает в зону контакта соединённых деталей по каналам между

впадинами и выступами микропрофиля сопряжённых поверхностей, но уже не оказывает существенного расклинивающего влияния и смятие микронеровностей смазанных поверхностей будет более интенсивным. В соединениях с контактным давлением $p_K = 38-40$ МПа (и примерно равными значениями давления нагнетания p_M) при радиальном подводе масла в сопряжение увеличение длины посадки в 2 раза вызывает повышение окружных напряжений вблизи места ввода гидросреды на 40%, примерно на столько же уменьшается длина жидкостного контакта в сопряжениях валов со втулками [2].

Гидропрессовая технология механосборочного производства (несмотря на имеющийся практике опыт применения гидропрессовых соединений в отечественной и зарубежной) не нашла широкого распространения при изготовлении и ремонте ответственных узлов машин из-за недостаточной изученности гидрораспора от высокого давления РЖ в зоне контактного сжатия. Зависимости изменения относительного давления жидкости по длине сопряжения гидропрессовых соединений, полученные по данным экспериментальных напрессовок, позволяют оценить протяжённость эффективной зоны жидкостного контакта между сопряжёнными поверхностями деталей при гидрораспоре, но широкое использование ГПТ ограничено из-за необходимости достаточно полного научного обоснования характера распределения давления гидросреды в соединениях с гарантированным натягом для прогнозирования процессов трения в зоне контакта деталей и их напряжённого состояния. Явно недостаточно базирования процесса только на данных экспериментальных исследований по сборке сопряжений с гарантированным натягом при радиальной и торцевой подаче масла в зону контакта деталей соединений.

Закономерности физических процессов гидрораспора в сопряжениях с натягом усложняются механическим воздействием деталей на длине их металлического контакта – своего рода контактного уплотнения. Известно [4], что численные значения показателей, определяющих проникающую способность гидросреды для контактных уплотнений определяются, исходя из сложной функции. Нахождение данной функции затруднено отсутствием приемлемых критериев, которые позволили бы определить приоритеты входящих в эту функцию параметров используемой гидросреды и контактирующих поверхностей деталей (микро- и макро-

геометрии) соединения как компонентов комплексного показателя проникающей способности РЖ при осуществлении ГПТ сборки-демонтажа цилиндрических соединений с натягом. Такие критерии могут быть найдены в результате проведения специальных экспериментальных исследований.

Для оценки силового воздействия жидкости при гидрораспоре нами были использованы результаты измерений напряжений на поверхностях охватывающих детали от давления РЖ при торцовой её подаче в соединения с натягом по данным экспериментов, проведённых ранее во ВНИИЖТ-е [3]. Рассмотрены условия гидрораспора в соединениях с отношением длины посадки к диаметру сопряжения в диапазоне отношений используемых в машиностроении напряжённых посадок. Получены графические зависимости изменения относительного давления ($p_{мз} / p_{ми}$) гидросреды по длине контакта деталей экспериментальных соединений.

В толстостенном цилиндре под действием внутреннего давления возникают основные напряжения: радиальные, тангенциальные и осевые. Величины двух первых не будут постоянными по всей толщине охватывающей детали, а будут изменяться гиперболически. Зависимости между этими взаимно перпендикулярными напряжениями и вызываемыми ими деформациями дают известные зависимости Гадолина-Ляме. Тангенциальные напряжения под действием только внутреннего давления всегда растягивающие и уменьшаются по направлению к наружной поверхности. Радиальные напряжения в стенке полой цилиндрической детали, находящейся под внутренним давлением, всегда сжимающие. По абсолютному значению они уменьшаются от величины давления на внутренней поверхности стенки до нуля на внешней поверхности. Осевые напряжения остаются постоянными растягивающими во всех точках стенки, достаточно удалённых от торцов детали. Указанные основные напряжения создают сложные условия напряжений в охватывающей детали соединения с натягом при гидрораспоре, что определяет приближенность математических расчётов.

Аналитическое исследование распределения давления масла в зазоре между деформированными (расклинивающим действием жидкостной прослойки) поверхностями деталей сводится к решению комплексной задачи о движении жидкости в кольцевом зазоре между двумя коаксиально расположенными цилиндрами и деформации толстостенных цилиндров от равно-

мерно распределённого давления между их поверхностями контакта. Следует учитывать сложность математического описания параметров гидросреды (РЖ), характеризующих механизм гидрораспора в сопряжении при торцовом подводе масла (давление нагнетания рабочей жидкости $p_{ми}$; давление масла для создания микроразора между поверхностями деталей $p_{мз}$ в контакте, величина зазора H ; удельное давление в зоне сопряжения при гидропрессовании; вязкость применяемой РЖ и величина подачи, контактное давление и пр.). С учётом упомянутых факторов прямое решение контактно-гидродинамической задачи приводит к весьма сложной системе интегральных уравнений.

Использование гидропрессовой технологии

В зависимости от важности вопросов, связанных с изготовлением и ремонтом буксовых узлов колёсных пар вагонов, основное внимание в данной работе уделено оценке прочности соединений по фактическому натягу внутреннего кольца подшипника на шейке оси колёсной пары. В отраслевой научно-исследовательской лаборатории «ТТОРЕПС» БелГУТ-а выполняются разработки по следующим направлениям: выполнение прямого контроля прочности сопряжения по уровню НДС охватывающих деталей соединений при их сборке и при полной ревизии буксовых узлов без демонтажа колец подшипников с шеек осей при ремонте колёсных пар вагонов в эксплуатации; осуществление маслосъёма колец подшипников с шеек осей при выявлении недостаточной прочности посадки согласно требованиям технической документации (ТНПА).

При осуществлении ГПТ численные значения проникающей способности РЖ (т. е. скорости её проникновения в соединение деталей с гарантированным натягом) между контактирующими сопряжёнными цилиндрическими поверхностями определяются из сложной функции. Нахождение такой функции затруднено тем, что отсутствуют объективные критерии, которые позволили бы определить приоритеты входящих в неё параметров среды (вязкости жидкости, поверхностного натяжения, смачивания и пр.) как составляющих комплексного показателя проникающей способности РЖ.

Отличия в нагружении деталей соединений с натягом при гидрораспоре с использованием различных схем подвода РЖ (с радиальной и торцовой подачей масла в сопряжение) могут вызвать некоторые расхождения в количест-

венных оценках изменения относительного давления РЖ по длине сопряжения. Вместе с тем, анализ результатов исследований показывает, что на участках жидкостного трения сопряжений между поверхностями деталей зависимости распределения относительного давления масла, полученные в результате обработки экспериментальных данных ВНИИТИ и ВНИИЖТ (РФ) удовлетворительно согласуются с полученной в БелГУТе теоретической зависимостью падения давления по длине контакта между сжатыми поверхностями деталей в случаях гидрораспора в соединениях гарантированными натягами с торцовым подводом масла в зону сопряжения.

Принят вариант нагружения соединений давлением масла, обуславливающий возникновение только радиальных упругих деформаций от расклинивающей масляной прослойки между поверхностями их контакта.

Аналитическое решение по определению основных закономерностей гидрораспора производилось с учётом следующих факторов: величины относительного напора ($\omega_k = p_{mz} / p_k$), степени повышения давления (сжатия) рабочей жидкости ($\omega_i = p_{mi} / p_k$), глубины проницаемости ($\varepsilon = l_z / l_0$), коэффициента подачи (расклинивания) в сопряжении ($\lambda = p_{mz} / p_{mi}$). Перечисленные параметры гидрораспора представляются как показатели проникающей способности РЖ в глубь сопряжения с натягом при подводе масла высокого давления с торца соединения.

В средней части (при $\varepsilon = 0,5$) кольцевого сужающегося зазора, заполненного маслом, совпадают количественно экспериментальные и расчётные значения величин относительного давления (коэффициента подачи $\lambda = p_{mz} / p_{mi}$) масла в зоне сопряжения при гидрораспоре в соединениях. Это позволяет рекомендовать использовать при расчётах процессов гидропрессования полученную [5] иррациональную зависимость

$$p_{mz} = p_{mi} \sqrt{1 - (l_z / l_0)}$$

для определения величины давления гидросреды в создаваемом кольцевом сборочном зазоре в зависимости от относительной глубины ($\varepsilon_0 = l_z / l_0$) проникновения расклинивающей масляной прослойки (РЖ) в соединениях с гарантированным натягом. Преобразуя полученное выражение (с использованием формулы для

уничтожения иррациональности в знаменателе дроби), находим

$$p_{mi} = \frac{p_{mz}}{1 - \varepsilon_0} \sqrt{\sqrt{(1 - \varepsilon_0)^3}}$$

С достаточным для практических целей приближением, считая удельные давление равномерно распределённым по длине l_0 создаваемого сборочного зазора и принимая давление РЖ на входе в сопряжение $p = 1$ на основании приведённой выше теоретической зависимости закономерности распределения давления гидросреды, получаем выражение для определения давления в зоне контакта на расстоянии l_z от входного торца посадки в виде

$$y = (1 - x)^{0,25},$$

где $x = l_z / l_0$ (относительная глубина проникновения расклинивающей масляной прослойки). Интегрированием находится площадь, эквивалентная площади эпюры распределения единичного давления в пределах от $x=0$ до $x=1$. Среднее удельное давление в зоне сопряжения под посадкой составит $p_{CP} = 0,8p$ и величина давления нагнетания определяется $p_{mi} = 1,78p_k$, где p_k – величина контактного давления, обуславливаемая величиной натяга в соединении. При условии образования масляного клина потребной толщины на длине не менее 0,9 длины охватывающей детали соединения величина среднего удельного давления должна составлять $p_{CP} = 1,42p_k$. Если принять коэффициент относительного повышения давления $\omega_i = p_{mi} / p_k$, то при диаметре сопряжения 130 мм (шейка оси колёсной пары) и наружном диаметре охватывающей детали 158 мм (кольцо подшипника) в диапазоне величин рекомендуемых натягов величина ω_i составляет $\omega_i = 1,27...1,37$ при суммарной высоте микронеровностей 16 мкм и $\omega_i = 1,43...1,60$ при указанной высоте 26 мкм. В диапазоне рекомендуемых величин натягов для напрессовки - демонтажа буксовых подшипников на шейки осей колёсных пар расчётные значения величин давления нагнетания гидросреды с торца сопряжения должна составлять от 28,1 до 40,8 МПа.

В лаборатории «ТТОРЕПС» БелГУТ-а разработаны малогабаритные гидрофицированные устройства для демонтажа соединений с гарантированным натягом с использованием гидропрессовой технологии (ГПТ), новизна и полез-

ность которых защищена патентами Республики Беларусь на полезные модели ВУ 4805 U, ВУ 4806 U и на изобретение ВУ 7609 С1.

В связи с тем, что единственным контролируемым параметром при тепловой напрессовке внутренних колец буксовых подшипников является замеряемый до сборки натяг в формируемом соединении (косвенный контроль по прочности тепловой напрессовки), необходимо проведение технических мероприятий для обеспечения эффективного выходного контроля за процессом сборки. Проведенный анализ известных способов оценки исходной прочности сопряжения деталей с гарантированным натягом типа «вал-втулка» показал целесообразность осуществления выходного активного контроля прочности тепловой посадки кольца подшипника на шейку оси колёсной пары с использованием расчётно-экспериментального метода [2] для установления фактического контактного давления в зоне сопряжения по данным тензометрии. На базе указанного расчётно-экспериментального метода разработано признанное изобретением (патент Республики Беларусь ВУ 7377 С1) техническое решение «Способ контроля исходной прочности тепловой напрессовки кольца подшипника на шейке оси колёсной пары и устройство для его осуществления». Его реализация обеспечивает возможность повышения степени надёжности роликовых буксовых узлов колёсных пар вагонов в эксплуатации при осуществлении оценки прочности сопряжения *формируемых* тепловых поперечно-прессовых посадок по фактическому напряжённно-деформированному состоянию (НДС) охватывающих деталей соединений с гарантированным натягом. Предложены технические решения на устройства по указанному способу, соответствие которых условиям новизны, изобретательского уровня и промышленной применимости подтверждается патентами Российской Федерации и Республики Беларусь на изобретения RU 2228830 С2, RU 2279647 С2, ВУ 7271 С1, ВУ 9347 С1 и ВУ 10353 С1, а также на полезные модели ВУ 1587 U, ВУ 1656 U, ВУ 2431 U.

Разработан новый эффективный способ диагностики (патент на изобретение RU 2329478 С1). по проверке прочности сопряжения деталей поперечно-прессовых соединений ответственных узлов конструкций, реализованный на базе тензометрических замеров (неразрушающий контроль) уровня НДС охватывающей детали *сформированной* посадки с натягом, вы-

зываемого воздействием гидрораспора в зоне контакта деталей от высокого давления РЖ, подаваемой с торца контролируемого соединения. Проектируется технологическая оснастка диагностического комплекса для осуществления упомянутого неразрушающего контроля прочности соединений с гарантированным натягом колёсных пар железнодорожного подвижного состава. Разработана методика учёта гидродинамических сил от воздействия высокого давления вязкой несжимаемой жидкости (минерального масла) в зоне сопряжения деталей контролируемого соединения при осуществлении гидрораспора.

Выводы

Выполненные разработки обеспечивают возможность повышения достоверности оценок прочности сопряжения деталей типа «вал-втулка» с гарантированным натягом при осуществлении активного выходного контроля соединений в механосборочном производстве. Внедрение в практику изготовления и ремонта подвижного состава предложенных систем контроля соединений с натягом позволяет обоснованно принимать решения о необходимости демонтажа внутренних колец роликовых подшипников с шеек осей колёсных пар при новом формировании и проведении полной ревизии их буксовых узлов, сократить энергетические и трудовые затраты, повысить надёжность ходовых частей вагонов и безопасность движения поездов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сборка колёсных пар гидропрессовым методом [Текст] / А. В. Щенятский и др. // Тр. V науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов». – М.: МИИТ, 2004. – С. 41-42.
2. Гречищев, Е. С. Соединения с натягом [Текст] / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко.–М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.
3. Генич, Б. А. Гидравлический способ демонтажа подшипников качения [Текст] / Б. А. Генич, Б. З. Акбашев. – М.: ВНИИЖТ, 1960. – 19 с.
4. Пинчук, Л. С. Герметология [Текст] / Л. С. Пинчук. – Мн.: Наука и техника, 1992. – 216 с.
5. Сенько, В. И. Техническое обслуживание вагонов. Организация ремонта грузовых вагонов в депо [Текст] : учеб. пособие / В. И. Сенько, И. Л. Чернин, И. С. Бычек. – Гомель: БелГУТ, 2002. – 371 с.

Поступила в редколлегию 17.07.2009