

625.2.012.1

У - 492

СССР — МПС
БЕЛОРУССКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Инженер И. Л. ЧЕРНИН

**ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОГО СПОСОБА
ГИДРОПРЕССОВОЙ
СБОРКИ КОЛЕСНЫХ ПАР
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

(05.433 Подвижной состав и тяга поездов)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Гомель 1972

СССР — МПС
БЕЛОРУССКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Инженер И. Л. ЧЕРНИН

625.2.012.1

У - 492

ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОГО СПОСОБА
ГИДРОПРЕССОВОЙ СБОРКИ КОЛЕСНЫХ ПАР
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

(05.433 Подвижной состав и тяга поездов)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Гомель 1972

7942 В
1975

1898

Работа выполнена в Белорусском институте инженеров железнодорожного транспорта.

Научный руководитель профессор **Криворучко Н. З.**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **Шевченко П. В.**,

кандидат технических наук, доцент **Филимонов А. И.**

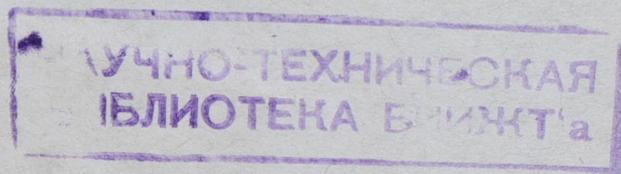
Ведущее предприятие — вагоноремонтный завод имени М. И. Калинина.

Автореферат разослан « . . . » 1972 г.

Защита диссертации состоится « *4* » *марта* 1972 г. на заседании Совета Белорусского института инженеров железнодорожного транспорта по адресу: г. Гомель, ул. Кирова, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета института доцент, к. т. н.
В. А. Голубев.



В решениях XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971—1975 гг. среди основных задач особое внимание уделяется дальнейшему повышению грузооборота железнодорожного транспорта при значительном увеличении скоростей движения и веса поездов с максимальной интенсивностью использования подвижного состава. В связи с этим резко возрастают требования к обеспечению безопасности движения поездов и надежности всех технических средств железных дорог. Первоочередной задачей предприятий транспортного машиностроения и научных организаций ставится повышение эксплуатационной надежности подвижного состава. Успешное решение этой задачи требует всемерного совершенствования конструкции, технологии изготовления и сборки ответственных узлов локомотивов и вагонов.

К числу наиболее ответственных узлов вагонов относятся колесные пары. Вопросам совершенствования колес и осей, повышения их долговечности и надежности сопряжения посвящены исследования отечественных ученых А. А. Попова, Н. П. Зобнина, П. В. Шевченко, Г. Я. Андреева, И. В. Кудрявцева, С. В. Серенсена, С. В. Алехина, Г. В. Ларина, Г. А. Бобровникова, Л. М. Школьника, М. М. Кобрина, Н. И. Мартынова, И. С. Наумова, В. В. Иванова, Г. П. Чубарь и др. Улучшение состояния колесных пар осуществлялось в направлении совершенствования конструкции и технологии обработки их элементов, применения новых материалов, улучшения технологии формирования.

Одним из особо опасных браков в эксплуатационной работе, связанных с колесными парами вагонов, является разрушение прессовых соединений колес с осями. Среди основных причин снижения несущей способности прессовых соединений колесных пар следует указать на недостатки существующей технологии их формирования. Недостаточная надежность механических напрессовок колес на оси подтверждается практикой производства и эксплуатации колесных пар, а также материалами многочисленных исследований.

Решение задачи дальнейшего увеличения скоростей движения поездов при обеспечении возрастающих требований к безопасности и эксплуатационной надежности колесных пар подвижного состава должно осуществляться параллельно с исследованием вопроса о возможности повышения несущей способности соединений колес с осями. В данной работе рассматриваются технологические мероприятия, направленные на повышение прочности сопряжения соединений и усталостной прочности осей в зонах посадок с гарантированным натягом.

Одним из важнейших направлений успешного решения рассматриваемых вопросов является выбор рационального способа сборки соединений. Как известно, ограничение перекручивания исходного микропрофиля сопрягаемых элементов при сборке и обеспечение наиболее полного взаимовнедрения микронеровностей контактирующих поверхностей позволяют получать соединения в несколько раз прочнее, чем при механической запрессовке.

Целью настоящей работы является: изыскание эффективного способа сборки соединений с гарантированным натягом, теоретическое обоснование нового способа и экспериментальное его исследование на физических моделях прессовых соединений колесных пар, разработка рекомендаций для реализации предложенного способа сборки при формировании колесных пар вагонов.

Принята следующая последовательность решения поставленных задач. На основании критического анализа известных способов сборки цилиндрических соединений с гарантированным натягом, широко применяемых в машиностроении, определяются возможности осуществления рациональной технологии формирования. Разрабатывается целесообразный способ сборки и проводится его исследование. На основании проведенного экспериментального и теоретического исследования производится определение рационального режима технологического процесса сборки соединений, расчет основных параметров и необходимой технологической оснастки для формирования колесных пар вагонов.

Содержание диссертации изложено в четырех разделах.

В первом разделе приведен краткий анализ факторов, определяющих работоспособность прессовых соединений колесных пар вагонов в эксплуатации. Отмечается, что, несмотря на высокий уровень общего напряженного состояния элементов, прочность прессовых соединений колесных пар не полностью удовлетворяет предъявляемым требованиям. Показано, каким путем решались задачи повышения несущей спо-

способности прессовых соединений и перспективное направление дальнейшего повышения прочности напрессовок колес на оси.

Прочность сопряжения соединений с гарантированным натягом зависит от величины силы трения между поверхностями контактирующих деталей. Согласно молекулярно-механической теории, трение обуславливается деформированием тонкого поверхностного слоя контактирующих тел внедрившимися микронеровностями и сопротивлением разрушению пленок, покрывающих поверхности контакта. Следовательно, процессы трения, происходящие в зоне сопряжения прессовых узлов колесных пар при их относительном сдвиге под нагрузкой, во многом зависят от состояния поверхностей контакта, которое они приобретают после сборки. Вместе с тем, состояние деформированных поверхностей сопряжения влияет и на усталостную прочность осей в зонах напрессовок.

Проведенный анализ показал, что основными направлениями исследований возможностей повышения несущей способности соединений с гарантированным натягом являются: использование различных технологических мероприятий по повышению площади фактического контакта и коэффициента трения в зоне сопряжения, снижение общего уровня напряженного состояния элементов и степени влияния контактной коррозии, улучшение технологии формирования соединений с целью снижения деформаций посадочных поверхностей.

Во многих исследованиях отечественных и зарубежных ученых отмечается положительное влияние тонкослойных покрытий на прочность прессовых соединений. Наряду с повышением прочности сопряжения тонкослойные покрытия снижают активность контактной коррозии в прессовых узлах и задерживают возникновение усталостных трещин осей в зонах напрессовок. Применение указанных покрытий в прессовых узлах колесных пар может быть допущено как дополнительное средство повышения эксплуатационной надежности ходовых частей подвижного состава. Однако эффективность любого покрытия в прессовых соединениях может быть реализована лишь в условиях формирования, исключающих возможность повреждения контактных поверхностей сопрягаемых деталей. Таким образом, вопрос улучшения технологии формирования соединений с гарантированным натягом следует рассматривать не только как одну из технологических возможностей повышения несущей способности посадок, но и как необходимое условие для реализации эффективности тонкослойных покрытий.

Внедрение новой прогрессивной технологии сборки, основанной на использовании тепла, холода и нагнетания смаз-

ки под высоким давлением в зону сопряжения, наряду с ограничением или полной ликвидацией опасности повреждения деталей, позволяет значительно повысить прочность соединений с гарантированным натягом. При сборке с охлаждением и нагревом достигается более высокий коэффициент запаса прочности. Однако, наряду с положительными особенностями термических посадок, необходимо отметить отрицательное влияние нагрева и охлаждения деталей в процессе сборки.

На основании анализа известных способов сборки соединений с натягом, широко применяемых в машиностроении, сделан вывод о целесообразности применения для формирования колесных пар гидропрессовой сборки с использованием высокого давления масла. Указанный метод формирования соединений с гарантированным натягом уже нашел применение в ряде отраслей отечественной и зарубежной промышленности. В частности известна сборка и демонтаж колесных пар подвижного состава комбинированным способом: приложением осевой сдвигающей нагрузки с одновременной подачей смазки под высоким давлением в зону контакта через отверстие в ступице колеса (патент № 316929 от 3.XII.42 г., Швеция).

Для осуществления комбинированного способа сборки необходима дополнительная механическая обработка одной из сопрягаемых деталей с целью образования каналов нагнетания масла в зону посадки (кольцевые канавки, радиальные сверления). Это усложняет и удорожает изготовление деталей и, кроме того, кольцевая проточка на внутренней поверхности ступицы колеса может являться концентратором напряжений, что вызывает опасность снижения усталостной прочности оси. Эффективная сборка при данном способе происходит лишь на половине длины сопряжения, т. е. с того момента, как торец оси перекроет кольцевую проточку. До этого запрессовка осуществляется обычным способом, так как масло не поступает в зону сопряжения. В некоторых случаях допускается применение двух и более маслоподводящих кольцевых проточек на ступице, что несколько компенсирует отмеченный недостаток. Особо необходимо отметить, что комбинированный способ гидропрессовой сборки не дает возможности оценки исходной прочности соединений (усилие запрессовки не может быть показателем, характеризующим в какой-то мере исходную прочность сопряжения).

Таким образом, комбинированный способ гидропрессовой сборки соединений с гарантированным натягом обеспечивает эффективное формирование посадок лишь на части длины сопряжения, весьма трудоемок и не исключает повреждений по-

садочных поверхностей сопрягаемых деталей. Вместе с тем указанный способ формирования и расчленения соединений с натягом является более прогрессивным по сравнению с существующей механической запрессовкой и распрессовкой колесных пар подвижного состава. Гидропрессовые соединения обладают достаточно высокой несущей способностью, но являются менее напряженными, чем термические посадки, и, следовательно, более предпочтительными.

На основании проведенного аналитического обзора определяются возможности осуществления рациональной технологии формирования соединений с натягом: 1) применение гидропрессовой сборки с обеспечением жидкостного трения в зоне контакта при относительном смещении сопрягаемых деталей в течение всего процесса запрессовки, 2) использование в качестве рабочей жидкости при гидрозапрессовке различных композиций, в том числе и полимерных, обеспечивающих повышение коэффициента трения и площади фактического контакта в зоне сопряжения сформированных соединений. С учетом изложенного формулируется первоочередная задача: разработать и исследовать новый, эффективный способ гидропрессовой сборки соединений с гарантированным натягом и на основании комплексного учета его специфических особенностей дать основные рекомендации для внедрения в производство.

Во втором разделе раскрывается сущность и дается обоснование разработанного способа гидропрессовой сборки соединений с торцовым подводом смазки (авт. свид. № 258835 от 23 IX 69 г.) и приводятся результаты экспериментального его исследования. Определяются основные параметры процесса формирования и критерии оценки исходной прочности гидронапрессовок, а также характер относительной деформации сопрягаемых деталей под воздействием высокого давления гидросреды в зоне контакта.

При осуществлении соединений с натягом предложенным способом подача масла (или иной рабочей жидкости) в зону контакта производится со свободного торца напрессовываемой детали с образованием замкнутого объема внутри последней. Этим достигается согласованность упругих деформаций сопрягаемых деталей под воздействием давления гидросреды и их относительного смещения, в результате чего в меньшей степени подвергаются пластическим деформациям и срезу микронеровности контактирующих поверхностей. Рабочая жидкость, передавая давление на поверхности деталей, является в то же время смазкой, разделяющей поверхности контакта в течение всего процесса формирования соединений.

Указанная возможность сборки обеспечивает более полное взаимовнедрение микронеровностей контакта и, соответственно, более высокую несущую способность гидропрессовых соединений. Кроме того, сокращается число факторов, влияющих на исходную прочность сопряжения (скорость запрессовки, наличие и количество смазки, несовпадение осей сопрягаемых деталей), и устраняются задиры поверхностей сопряжения при сборке соединений.

Процесс гидронапрессовки с торцовым подводом смазки в зону сопряжения производится следующим образом. Напрессовываемая втулка крепится к торцу корпуса рабочего гидроцилиндра установки для осуществления формирования прижимным фланцем, снабженным уплотнением. Сопрягаемая ось заводится в отверстие прижимного фланца до упора во втулку и фиксируется в данном положении. Герметизация внутренней полости рабочего гидроцилиндра и напрессовываемой втулки осуществляется за счет прокладок по торцовым поверхностям гидроцилиндра и втулки, а также уплотнений прижимного фланца и направляющего штока гидроцилиндра.

В образованную таким образом замкнутую полость нагнетается рабочая жидкость под высоким давлением, за счет чего деформируются сопрягаемые детали и, одновременно, корпус рабочего гидроцилиндра вместе с напрессовываемой втулкой надвигается на сопрягаемую ось, перемещаясь относительно неподвижно закрепленного направляющего штока. Осевое смещение обуславливается наличием кольцевой поверхности с диаметрами d и d_0 (при $d_0 > d$), воспринимающей давление рабочей жидкости. Сдвигающая сила определяется величиной давления нагнетания рабочей жидкости p_i ; размерами рабочего гидроцилиндра установки d_0 ; диаметром сопряжения формируемого соединения d ; величиной потерь тягового усилия рабочего гидроцилиндра на преодоление сил трения:

$$P_{\text{запр}} = P_i^A (1 - k) \cdot \left(\frac{1}{m_1^2} - 1 \right), \quad (1)$$

где $m_1 = \frac{d}{d_0}$ — конструктивный коэффициент;

P_i^A — аксиальное усилие торцовой гидропрессовой сборки, вызываемое давлением рабочей жидкости на сопрягаемую ось при сборке.

Описанная схема предполагает формирование соединений с гладкими цилиндрическими осями постоянного диаметра по всей их длине. В противном случае, т. е. при формирова-

нии соединений с осями ступенчатого профиля, равно как и в случаях двухсторонних напрессовок и формировании конических соединений с натягом, указанное ограничение компенсируется некоторым конструктивным изменением рабочего гидроцилиндра и процесса сборки (авт. свид. № 321340). Герметизация внутренней полости рабочего гидроцилиндра и напрессовываемой втулки осуществляется путем предварительной механической подпрессовки сопрягаемых деталей на длину Δl , равную 0,05—0,10 диаметра сопряжения. Удельное давление на длине подпрессовки Δl , вызываемое наличием натяга, создает удерживающую зону, являясь как бы гидрозатвором до тех пор, пока давление рабочей жидкости не возрастет до величины, превышающей это сопротивление затвора. Одновременно осуществляется относительное смещение сопрягаемых деталей. Как только корпус рабочего гидроцилиндра вместе с напрессовываемой втулкой переместится на некоторую часть длины сопряжения, давление гидросреды снижается (за счет увеличения объема замкнутой полости) и вновь создается удерживающая зона на длине контакта. При дальнейшем нагнетании рабочей жидкости в гидроцилиндр процесс повторяется.

Наличие гидрозатвора на длине подпрессовки в зоне контакта аналогично щелевым уплотнениям гидросистем. Гидравлическое сопротивление такого рода уплотнений, вызывающее потери напора рабочей жидкости, складывается из потерь, связанных с действием сил трения (вязкости) в зазоре, и гидродинамических потерь. Герметичность уплотнения зависит от величины зазора. При гидропрессовой сборке с торцовым подводом рабочей жидкости зазор, как таковой, отсутствует. Проникновение рабочей жидкости в зону сопряжения возможно вследствие наличия микроскопических каналов между выступами и впадинами поверхностей контакта, которые полностью не заполняются при переформировании микропрофиля в процессе подпрессовки. Гидросопротивление на длине Δl при наличии натяга в зоне контакта во много раз превышает сопротивление щелевых уплотнений и может обеспечивать возможность герметизации гидроцилиндров при значительных размерах диаметров сопряжения.

Экспериментальная проверка разработанного способа гидропрессовой сборки с торцовым подводом рабочей жидкости в соответствии с описанными схемами проводилась на установке, позволяющей производить формирование соединений с натягом диаметром до 32 мм. Отмечается стабильность процесса формирования даже при превышении в 2—3 раза отклонений от установленных норм погрешностей геометрических

кой формы деталей. Формирование соединений осуществляется без повреждения сопрягаемых деталей и при снижении необходимого осевого усилия для их относительного смещения. Обеспечивается возможность многократного формирования и расчленения посадок с торцовым подводом смазки, что позволяет относить гидропрессовые соединения к категории легко разъемных.

Особо необходимо отметить возможность непрерывной фиксации основных параметров процесса формирования и контроля за посадкой во время сборки. Записывается диаграмма процесса в координатах: «Аксиальное усилие гидросборки P_i^A » — «Длина сопряжения L », аналогичная контрольным диаграммам механических запрессовок, позволяющая производить оценку исходной прочности сформированных соединений. Величина усилия P_i^A , непосредственно снимаемая с осциллограмм, позволяет косвенно оценить контактное сжатие в зоне сопряжения экспериментальных гидропрессовых посадок. После обработки осциллограмм определяются основные параметры процесса (величина давления масла, аксиальное усилие гидросборки, величина сдвигающей силы, относительное перемещение сопрягаемых деталей), а также характер их изменения во время сборки.

Установлено, что характер торцовой гидронапрессовки предопределяется величиной давления гидросреды в зоне контакта и, соответственно, величиной давления нагнетания. В процессе сборки указанная величина непрерывно повышается по мере увеличения длины сопряжения. Математическая обработка экспериментальных данных позволила представить упомянутую зависимость в виде $y = ax^b$. Анализ экспериментальных гидрозакрепок показал, что величина давления нагнетания ограничивается величинами контактного сжатия и эффективной сдвигающей силы рабочего гидроцилиндра установки. В том случае, если величина сдвигающей силы достаточно велика, относительное смещение сопрягаемых деталей происходит раньше, чем достигаются их оптимальные деформации, обеспечивающие осуществление процесса сборки при жидкостном трении в зоне контакта. При этом процесс формирования приближается к процессу механической запрессовки, однако сокращается число факторов, влияющих на прочность сопряжения, которые имеют место при механической сборке соединений с натягом.

При гидропрессовой сборке соединений с торцовым подводом смазки удельное давление вдоль посадки не является постоянным. На входе в зону сопряжения оно соответствует

давлению нагнетания p_1 , а по мере продвижения в глубь контакта неизбежно снижается. Таким образом, процесс трения по длине посадки также не является постоянным. По исходным данным математической обработки результатов экспериментов были подсчитаны средние значения коэффициентов трения при запрессовке. Сравнение полученных данных с результатами исследований комбинированного способа гидропрессовой сборки показало, что процессы формирования осуществлялись при смазанных поверхностях трения сталь по стали ($f_1 = 0,06—0,09$). Эксперименты проводились при значениях конструктивного коэффициента $m_1 = 0,8$. В данном случае величина эффективной сдвигающей силы относительно велика и влияние масляной прослойки на деформации сопрягаемых деталей в зоне контакта сказывается незначительно (см. табл. 1).

Таблица 1

Величина натяга, δ , мкм	Величина конечного усилия запрессовки $y = ax^b$		
	механическая запрессовка $a = 86,8992$ $b = 0,8414$	гидропрессовая сборка $m_1 = 0,8$ $a = 110,0299$ $b = 0,7244$	гидропрессовая $m_1 = 0,8$ с противо- давлением $a = 54,6179$ $b = 0,8573$
10	650	583	393
20	1182	964	712
30	1643	1293	1008
40	2163	1562	1290

Полученные результаты экспериментальных гидрозапрессовок с торцовым подводом смазки позволяют сделать вывод о том, что процесс формирования посадок при $m_1 = 0,8$ следует считать протекающим в условиях, приближающихся к условиям граничного трения между поверхностями контакта. Это неизбежно вызывает некоторое переформирование микронеровностей исходных поверхностей сопрягаемых деталей при гидрозапрессовке. Указанное положение достаточно наглядно проявляется при проведении многократных запрессовок и расчленений соединений с торцовым подводом смазки в зону сопряжения (см. табл. 2).

Таблица 2

№ п. п.	Расчетное контактное сжатие P_k , кг/см ²	a	b	Давление нагнетания в конце сборки, кг/см ²
1	440	48,1828	0,6314	394
2		48,3268	0,6976	500
3		16,8910	1,0228	510
4		29,9064	0,8591	523
5		30,7205	0,8450	513

После первоначального сопряжения происходит частичное заполнение углублений микропрофиля, способствующее проникновению масла в зону контакта, и, тем самым, вызывается необходимость повышения давления нагнетания при повторных запрессовках. Последующие формирования не оказывают существенного влияния на перестроение микропрофиля, чем и объясняется незначительный разброс данных и повторяемость в результатах опытов. Вместе с тем, возможно и некоторое упрочнение поверхностей сопряжения, что вызывает повышение сопротивления посадки относительно сдвигу.

Несмотря на то, что формирование соединений осуществлялось при нерациональном режиме ($m_1 = 0,8$), эксперименты показали более высокую нагрузочную способность исследованных гидропрессовых соединений по сравнению с механическими запрессовками при статическом приложении осевого сдвигающего усилия (см. табл. 3).

Таблица 3

Величина натяга посадки δ , мкм	Усилие первоначального сдвига при распрессовке $P_{сдв}$, кг		
	механическая запрес- совка $a=51,7336$ $b=1,0570$	гидропрессовая сбор- ка $m_1=0,8$ $a=131,9744$ $b=0,8470$	гидропрес. $m_1=0,8$ с противодавлени- ем $a=325,8993$ $b=0,6670$
10	590	928	1514
20	1228	1669	2404
30	1885	2354	3150
40	2555	3002	3816

Вместе с тем, усилия распрессовки после первоначального сдвига экспериментальных соединений гидропрессового и механического формирования отличаются незначительно. Вышеизложенное является косвенным подтверждением возможности осуществления процесса гидропрессового формирования соединений с относительно меньшим переформированием исходного микропрофиля поверхностей контакта. Это и обуславливает более высокую прочность гидронапрессовок при первоначальном сдвиге под нагрузкой. При малых значениях натягов в меньшей степени происходит перестроение микропрофиля поверхностей сопряжения. С увеличением контактного сжатия повышается степень относительной деформации сопрягаемых деталей в условиях нерационального режима гидропрессовой сборки и, соответственно, снижается относительная прочность сопряжения.

Анализ экспериментальных запрессовок и расчленений соединений показал, что первоначальное усилие сдвига при распрессовке и величина аксиального усилия гидросборки P_i^A

взаимосвязаны. Причем, чем выше значение аксиального усилия в конце сборки, тем выше исходная прочность гидронапрессовок при равных прочих условиях. В условиях массового производства при запрессовке деталей на определенную длину возможно установить допустимые максимальные и минимальные значения аксиальной силы, обусловливаемой давлением рабочей жидкости на ось при сборке и отнесенной на единицу натяга (или на диаметр посадки при установленных диапазонах натягов). Если указанное отношение фактической аксиальной силы гидрозапрессовки, фиксируемой на диаграмме формирования посадки, будет выходить за установленные пределы, соединение должно браковаться.

С целью обеспечения более рационального режима гидропрессовой сборки с торцовым подводом смазки при значениях конструктивного коэффициента $m_1 = 0,8$ потребовалось ограничить величину эффективного тягового усилия рабочего гидроцилиндра (гидрозапрессовка с противодавлением). Это позволило осуществлять формирование посадок при давлении нагнетания, превышающем контактное сжатие. Эксперименты показали, что указанная возможность сборки обеспечивает более высокую несущую способность гидропрессовых соединений (см. табл. 3).

В процессе проведения исследования было установлено, что изменение давления нагнетания отражает истинную картину влияния масляной прослойки на относительную деформацию деталей лишь на незначительном удалении от входа в зону сопряжения. Для осуществления гидропрессовой сборки соединений при наличии масляной прослойки в зоне контакта по всей длине сопряжения необходимо достаточно точное определение падения давления по длине посадки. Данный вопрос в некоторой степени затрагивается при выявлении эффективности расчленения соединений с натягом путем торцового подвода масла, но не освещается теоретически из-за сложности задачи, что отмечается и автором упомянутого исследования (И. Ф. Малицкий). Однако было экспериментально установлено проникновение масла в глубь сопряжения и при давлении нагнетания меньшем контактного сжатия. Вместе с тем, давление масла на половине длины посадки (при $d = 48-49$ мм $\delta = 0,025$ мм) не оказывает существенного влияния на упругие деформации сопряженных элементов. Указанное положение, на наш взгляд, может объясняться тем, что относительный сдвиг оси под воздействием давления масла осуществлялся раньше, чем проникало его достаточное количество в глубь сопряжения.

При выполнении данной работы в процессе проведения экспериментов при ограничении сдвигающей силы нами было

установлено влияние масляной прослойки на деформации сопряженных деталей по всей длине контакта. Фиксировались дополнительные напряжения на наружной поверхности напескованной втулки, возникающие под воздействием давления масла, при помощи датчиков сопротивления ПКБ-5. Показания снимались при помощи усилителя ТА-2 и осциллографа Н-115. По мере удаления от входа масла в зону сопряжения относительные деформации охватывающей детали непрерывно уменьшаются. Масло проникает в глубь посадки в виде клина и разделяет поверхности контакта.

Аналогичен характер изменения напряжений на поверхности охватывающей детали и в процессе гидропрессовой сборки с противодавлением (замеры производились при повторных и последующих формированиях и расчленениях с торцовым подводом смазки). Установлено, что величина напряжений в точках замера на наружной поверхности охватывающей детали в течение всего процесса сборки остается больше величины напряжений, обуславливаемых контактным давлением. Это может объясняться только расклинивающим действием масляной прослойки переменной толщины по длине посадки. Установленные особенности процесса позволили сделать вывод о возможности оценки общего характера распределения давления гидросреды вдоль посадки по характеру изменения напряжений, вызываемых расклинивающим действием масляной прослойки в зоне контакта. Проведенные эксперименты показали приемлемую согласованность характера относительной деформации охватывающей детали (при $p_i > p_k$) с характером относительного распределения давления жидкости в зазоре «Н» между двумя коаксиально расположенными цилиндрами при $H = \text{const}$ и постоянной вязкости жидкости $\eta = \text{const}$.

На основании изложенного вопрос о распределении давления рабочей жидкости по длине сопряжения рассматривается с точки зрения основных положений гидродинамики. Определив закономерность распределения давления, возможно судить о толщине масляной прослойки в зоне контакта и о характере процессов трения между поверхностями контакта сопрягаемых деталей при сборке.

Третий раздел посвящен исследованию вопроса смазки упруго деформирующихся поверхностей деталей в процессе сборки при высоком давлении рабочей жидкости в зоне контакта. Приводится решение комплексной задачи гидродинамики и теории упругости при движении жидкости в деформированном зазоре $H = H(p)$, на основании которого определяется теоретическая зависимость распределения давления рабо-

чей жидкости по длине посадки при постоянной ее вязкости $\eta = \text{const}$. На основании теоретического исследования и экспериментальной проверки установленных закономерностей производится расчет оптимального режима сборки соединений с гарантированным натягом путем торцового подвода смазки в зону контакта для формирования колесных пар вагонов.

Теоретическое исследование распределения давления по длине посадки по существу представляет собой решение задачи о деформациях сопрягаемых деталей под воздействием давления жидкости и гидродинамической задачи о ее движении в деформированном зазоре при разности давлений от p_1 на входе в зону сопряжения до нуля на границе посадки. Указанные условия аналогичны условиям контактно-гидродинамической задачи (рассмотрение условий работы двух прижатых одна к другой поверхностей, разделенных слоем смазки и имеющих возможность относительного скольжения), прямое решение которой приводит к весьма сложной системе интегральных уравнений. В связи с этим в рассматриваемом случае гидропрессовой сборки с торцовым подводом рабочей жидкости возникает необходимость приближенного решения поставленной задачи, пригодного для практического применения.

При высоких давлениях жидкости ее вязкость и величина деформированного зазора являются функциями давления $\eta = \eta(p)$, $H = H(p)$, которое переменное по длине посадки и в данном случае неизвестно. Поэтому применить уравнения гидродинамики в общем виде не удастся. Было проведено приближенное решение комплексной задачи о движении жидкости в кольцевом зазоре и об осесимметричной деформации толстостенного цилиндра под нагрузкой, соответствующей давлению рабочей жидкости.

При решении задачи были приняты допущения о несжимаемости жидкости и ламинарном ее движении в деформированном зазоре, а также учитывалось, что применение уравнения Ляме при подсчете деформаций зазора в условиях плавноменяющейся нагрузки не вносит в расчеты существенных погрешностей. С учетом указанных допущений для элементарной длины деформированного зазора применялись общие уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрической системе координат при постоянной величине зазора и вязкости ($H = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$) и рассматривалось движение жидкости по всей длине деформированного зазора с учетом зависимости величины зазора от величины давления. $H = H(p)$.

Установлено, что давление в зоне контакта p_z зависит от давления на входе в сопряжение p_1 , длины посадки L_0 и поло-

жения рассматриваемого сечения по ходу движения жидкости (т. е. расстояния от входа жидкости в зону сопряжения L). Распределение давления по длине посадки имеет параболическую зависимость. Получена расчетная формула, приемлемая для практического применения,

$$p_z = p_i \left(1 - \frac{L}{L_0}\right)^{\frac{1}{4}}. \quad (2)$$

Учитывая влияние исходных размеров сопрягаемых деталей и их относительных деформаций на распределение давления гидросреды по длине деформированного зазора, величина давления в зоне контакта p_z определится по формуле

$$p_z = \frac{1}{\alpha} \left[\sqrt[4]{(\alpha + \beta)^4 \left(1 - \frac{L}{L_0}\right) + \beta^4 \frac{L}{L_0}} - \beta \right] \cdot p_i, \quad (3)$$

где α и β — коэффициенты деформаций сопрягаемых деталей под воздействием давления гидросреды.

Полученная формула (3) может быть использована при уточненных качественных оценках падения давления по длине деформированного зазора. Для практических расчетов рациональных режимов гидропрессового формирования с торцовым подводом смазки в зону сопряжения вполне приемлема зависимость (2). Расчетные данные, полученные на основании указанной зависимости, удовлетворительно согласуются с результатами замеров, отражающих характер распределения давления в зоне контакта соединений с натягом.

Установленная теоретическая зависимость распределения давления гидросреды в деформированном зазоре применена для расчета оптимального режима сборки соединений с гарантированным натягом путем торцового подвода смазки в зону сопряжения. Получена расчетная формула для определения минимальной величины давления нагнетания, необходимого для осуществления гидропрессовой сборки при наличии масляной прослойки в зоне контакта сопрягаемых деталей,

$$p_i = \frac{1,8 \cdot \delta \cdot E}{d_1} \cdot \frac{1,4 + B}{(0,7 + B)^2}. \quad (4)$$

Теоретически установлено, что в данном случае давление рабочей жидкости в любом сечении по длине сопряжения должно превышать контактное сжатие p_k , вызываемое наличием натяга, не менее чем в 1,2 раза, т. е. $p_z \geq 1,2 p_k$. Для обеспечения указанного условия давление нагнетания согласно (2) должно составлять: $p_i \geq 2 p_k$.

На основании проведенного теоретического исследования произведен расчет применительно к прессовым соединениям колесных пар вагонов. Для упрощения расчетов сложный профиль наружной поверхности ступицы колеса заменялся цилиндрическим. Составлены номограммы для определения основных параметров гидронапрессовки с торцовым подводом смазки. В табл. 4 приведены некоторые характеристики процесса.

Таблица 4

Номинальный диаметр d , мм	Натяг δ , мм	Расчетное контактное сжатие и величина давления нагнетания		ω_k	Величина усилия прижатия ступицы к гидроцилиндру, тонн
		p_k , кг/см ²	p_l , кг/см ²		
180	0,10	380	840	2,20	132
	0,25	950	2000		314
190	0,10	340	730	2,15	94
	0,25	850	1825		235

Как видно из приведенных данных, при $d = 180$ мм в большей мере сказывается относительная деформация поверхностей сопряжения в силу контактного сжатия. Соответственно и выше значения коэффициента относительного повышения удельного давления $\omega_k = \frac{p_l}{p_k}$.

Для обеспечения рационального режима сборки соединений (величина коэффициента трения сталь по стали не более $f_1 = 0,02 - 0,05$) установлено необходимое соотношение диаметра рабочего гидроцилиндра и диаметра сопряжения формируемых соединений с целью ограничения эффективного тягового усилия, обеспечивающего относительное перемещение сопрягаемых деталей. Величина диаметра рабочего гидроцилиндра установки для гидропрессовой сборки должна определяться исходя из условия $d = (0,90 - 0,92) d_0$ при значениях коэффициента потерь тягового усилия $k = 0,05 - 0,20$.

Таблица 5

Диаметр сопряжения d , мм	Диаметр гидроцилиндра d_0 , мм	$m_2 = \frac{P_{пр}}{p_l}$	Значения конструктивного коэффициента m_1	Средние значения коэффициентов трения в зоне сопряжения f_1
180	210	157	0,860	0,08
190		129	0,905	0,05

7942 В

При значениях конструктивного коэффициента $m_1 = \frac{d}{d_0}$, меньших 0,9, необходимо ограничивать величину эффективно-го тягового усилия рабочего гидроцилиндра путем проведения соответствующих конструктивных мероприятий. В противном случае толщина масляной прослойки в зоне контакта будет недостаточной для обеспечения жидкостного трения между сопрягаемыми поверхностями.

В четвертом разделе разрабатывается необходимая технологическая оснастка для осуществления предложенного гидропрессового способа сборки соединений с гарантированным натягом при формировании колесных пар вагонов на существующем прессовом оборудовании колесных цехов. Описываются технологические мероприятия по дальнейшему повышению несущей способности гидропрессовых соединений, осуществляемых путем торцового подвода рабочей жидкости под высоким давлением в зону контакта сопрягаемых деталей. Производится расчет возможной экономической эффективности от реализации гидропрессовой сборки колесных пар на вагоноремонтных предприятиях.

Выводы

Результаты проведенного исследования по теоретическому обоснованию и экспериментальной проверке нового способа гидропрессовой сборки соединений с гарантированным натягом позволяют сделать следующие выводы:

1. Сборка соединений путем торцового подвода рабочей жидкости в зону сопряжения под высоким давлением позволяет получать посадки с более высокой (в 1,5—1,8 раза и более) статической прочностью, чем механические запрессовки, при снижении общего уровня напряженного состояния элементов с сохранением прежних градаций допускаемых натягов. При этом исключаются повреждения посадочных поверхностей сопрягаемых деталей в виде задиров, надрывов и т. п., которые вызывают неизбежные перепрессовки посадок механического формирования и являются дополнительными концентраторами напряжений в зоне тяжелонагруженного контакта.

2. Реализация разработанного способа гидропрессовой сборки для формирования колесных пар подвижного состава возможна на существующем прессовом оборудовании колесных цехов с незначительной его модернизацией.

3. Предложенный способ сборки соединений позволяет осуществлять контроль за посадкой в процессе формирования

по диаграмме гидрозапрессовки, аналогичной контрольным диаграммам механического формирования колесных пар вагонов, и на основании ее производить оценку исходной прочности сформированных соединений.

4. Погрешности геометрической формы поверхностей сопрягаемых деталей не оказывают существенного влияния на процесс гидропрессового формирования. Стабильность процесса обеспечивается даже при превышении в 2—3 раза норм погрешностей, установленных для сопрягаемых деталей испытанных соединений.

5. Установлено, что масло проникает в зону сопряжения и при давлении нагнетания, меньшем контактного сжатия. При дальнейшем повышении давления масла степень его проникновения в зону контакта увеличивается вследствие упругих деформаций контактирующих поверхностей. Образуется деформированный зазор, непрерывно сужающийся по ходу движения масла.

6. Характер распределения давления по длине деформированного зазора имеет параболическую зависимость. Полученные расчетные формулы позволяют определить относительное давление гидросреды в зоне контакта в зависимости от глубины проникновения и давления нагнетания. Экспериментальные данные удовлетворительно согласуются с результатами расчетов.

7. Для обеспечения жидкостного трения в зоне контакта давление нагнетания должно превышать, не менее чем в 1,8 раза, величину давления гидросреды на глубине проникновения, равной (0,90 — 0,95) полной длины сопряжения. При этом давление на указанном расстоянии от входа рабочей жидкости в зону сопряжения должно быть достаточным для преодоления контактного сжатия и дополнительного уширения охватывающей детали на величину усадки охватываемой, вызываемых наличием натяга посадки.

8. Величина давления нагнетания зависит от величины сопротивления посадки относительно сдвигу, отношений диаметра сопряжения d и диаметра рабочего гидроцилиндра d_0 , а также величины потерь тягового усилия последнего на преодоление сил трения при соответствующем давлении нагнетания. Для обеспечения рационального режима сборки при значениях коэффициента потерь $k = 0,05 \div 0,20$ геометрические размеры гидроцилиндра должны приниматься из условия $d = (0,90 \div 0,92) d_0$. При значениях конструктивного коэффициента m_1 , меньших $0,90 \div 0,92$, величина эффективного тягового усилия рабочего гидроцилиндра превышает оптимальное значение и относительный сдвиг сопрягаемых деталей осуще-

ствляется при давлении гидросреды в зоне контакта, меньшем расчетного, необходимого для обеспечения жидкостного трения. В данном случае целесообразно ограничивать величину эффективного тягового усилия рабочего гидроцилиндра путем проведения соответствующих конструктивных мероприятий.

9. Проведенное исследование эффективности гидропрессовой сборки с торцовым подводом рабочей жидкости позволяет сделать заключение, что выявленные особенности и закономерности процесса справедливы и для формирования натуральных образцов колесных пар подвижного состава.

10. Реализация предложенного способа сборки для формирования колесных пар вагонов, наряду с экономической эффективностью, обеспечивает повышение эксплуатационной надежности соединений колес с осями и безопасности движения поездов.

11. Для дальнейшего повышения несущей способности гидропрессовых соединений, осуществляемых путем торцового подвода рабочей жидкости, целесообразно использовать в процессе формирования жидкотекучие полимерные композиции в качестве гидросреды и как материала для образования тонкослойных полимерных покрытий в зоне контакта с присутствующим им эффектом.

12. Положительные результаты, полученные при проверке гидропрессовой сборки на физических моделях, дают полное основание считать, что данный способ формирования колесных пар подвижного состава является более прогрессивным и экономически более выгодным, чем существующий способ формирования путем механической запрессовки.

Вопросы, разработанные в диссертации, обсуждались и получили положительную оценку на IX, X научно-технических конференциях БелИИЖТа и ДОР НТО Белорусской железной дороги (1969, 1970 гг.), на XXXI научно-технической конференции Брянского института транспортного машиностроения и Брянского машиностроительного завода (1969 г.), на курсах повышения квалификации инженерно-технических работников линейных предприятий вагонного хозяйства (1971 г.), на семинаре инженерно-технических работников вагоноремонтного завода им. Калинина (1971 г.).

Основные положения диссертации опубликованы в следующих изданиях:

1. И. Л. Чернин. Влияние способа формирования на прочность прессовых соединений колесных пар вагонов. Сб. «Вопросы совершенствования конструкции, ремонта и содержания вагонов». Вып. 84, РИО БелИИЖТа, 1969.

2. И. Л. Чернин. Исследование гидропрессового способа формирования соединений с натягом путем торцового подвода рабочей жидкости в зону сопряжения. Сб. «Совершенствование конструкции и технического содержания вагонов». РИО БелИИЖТа, Вып. 96, 1971.

3. И. Л. Чернин. Технологические возможности повышения несущей способности прессовых соединений. Сб. «Совершенствование конст-

рукции и технического содержания вагонов. Вып. 96, РИО БелИИЖТа, 1971.

4. Н. З. Криворучко, И. Л. Чернин. Способ напрессовки цилиндрических втулок на оси. Авт. свид. № 258835, от 23.IX.69 г.

5. И. Л. Чернин. Устройство для сборки соединений с гарантированным натягом. Авт. свид. № 321340. «Бюллетень изобретений» № 35, 1971.

6. В. А. Белый, И. Л. Чернин, А. И. Свириденко. Способ облицовки цилиндрических деталей полимером. Авт. свид. № 324165.

7. И. Л. Чернин. К вопросу повышения прочности прессовых соединений. Материалы IX научно-технической конференции БелИИЖТа и ДОР НТО Белорусской железной дороги. РИО БелИИЖТа, 1969.

8. И. Л. Чернин. Новый способ формирования соединений с гарантированным натягом. Тезисы докладов X научно-технической конференции кафедр института и секций ДОР НТО Белорусской железной дороги. РИО БелИИЖТа, 1970.

Подписано к печати 25.I.72 г. Печатных листов 1,25.

Формат бумаги $60 \times 84^{1/16}$.

АЗ 32036. Заказ 528. Тираж 150.

Тип. БелИИЖТа, г. Гомель.