

интенсификацией их использования. Необходимо отметить также дороговизну оснащения вагонного парка достаточным количеством специализированных вагонов или применение в конструкциях существующих вагонов более эффективных поглощающих аппаратов и подвижных хребтовых балок, обеспечивающих необходимую надёжность вагонов и сохранность грузов. Всё это указывает на необходимость проведения работ по оснащению существующих вагонов оборудованием, позволяющим уменьшить силовое воздействие как на вагон, так и на груз путём дополнительного подressоривания груза относительно вагона в продольном направлении.

Анализ литературных источников, посвященных вопросам размещения и крепления грузов на подвижном составе, показал, при всем многообразии способов крепления грузов на вагонах существующие методы расчета не учитывают реальные факторы, оказывающие влияние на крепление транспортируемых грузов. Поэтому существует необходимость совершенствования, как самих устройств для крепления грузов, так и методов их расчёта, позволяющих устранить выявленные недостатки и способствовать улучшению технологии крепления грузов и повышению безопасности движения поездов.

При строительстве крупных газопроводов и нефтепроводов используются трубы большого диаметра. Доставка таких труб к месту строительства осуществляется, в основном, железнодорожным транспортом. Действующие технические условия предусматривают размещение и крепление четырех стальных труб с полимерным покрытием диаметром 1420 мм в четырехосном полувагоне и трех труб указанного диаметра – на универсальной железнодорожной платформе. Таким образом, при грузоподъемности полувагона (платформы) в 63 т и весе одной трубы 6,8 т грузоподъемность указанных транспортных средств используется не в должной мере. Крепление труб на этих транспортных средствах предусматривается с применением деревянных брусков и проволочных обвязок (растяжек). Следовательно, специфическими особенностями перевозки труб большого диаметра на железнодорожном подвижном составе в соответствии с действующими техническими условиями являются невозможность полного использования грузоподъемности вагонов и применение крепежных реквизитов одноразового пользования. Однако габарит погрузки допускает размещение на универсальной железнодорожной платформе четырех и даже пяти труб указанного диаметра, позволяя тем самым повысить использование ее грузоподъемности. Решение проблемы повышения использования грузоподъемности железнодорожных платформ при перевозке труб большого диаметра неразрывно связано с обеспечением надежности их крепления. В связи с чем целый ряд работ посвящен вопросам размещения и крепления труб на подвижном составе железных дорог.

Учитывая, что перевозка труб диаметром 1420 мм для магистральных нефтепроводов относится к массовым перевозкам, можно отметить необходимость разработки многооборотных устройств для крепления указанных труб на железнодорожной платформе. Совершенствование методики расчёта элементов крепления таких устройств является актуальной прикладной задачей, имеющей важное значение для железнодорожного транспорта не только в Республике Беларусь, но и в России и других странах СНГ, связанных единой транспортной сетью. Важность и актуальность данной задачи объясняется тем, что применение таких устройств позволит использовать грузоподъемность платформ более полно и даже превысить использование грузоподъемности полувагонов за счёт размещения пяти труб диаметром 1420 мм вместо четырёх.

УДК 62-233.21/.22

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

В. Б. ВРУБЛЕВСКИЙ, В. А. ДАШКОВСКИЙ, А. Б. НЕВЗОРОВА, В. В. МАКЕЕВ
Белорусский государственный университет транспорта

Введение. Одной из основных причин выхода из строя узлов трения с подшипниками качения или металлическими подшипниками скольжения различных машин и механизмов является износ их элементов. Примером могут служить узлы трения промежуточных опор шнекового транспортера,

ресурс работы подшипников которых не превышает 1,5–2 месяца. Решение проблемы повышения ресурса работы узла трения в значительной степени связано с внедрением новых перспективных износостойких материалов. Одним из них является древесина торцово-прессового деформирования, модифицированная пластичными смазками, применяемая в подшипниках скольжения самосмазывающихся (ПСС).

Цель работы – повысить надежность эксплуатации шнекового транспортера за счет усовершенствования конструкции узлов трения с использованием подшипников скольжения самосмазывающихся ПСС-206У на основе модифицированной древесины.

Анализ условий эксплуатации. На ОАО «Гомельхлебопродукт» установлено оборудование – транспортер передвижной шнековый (ТПШ-1М) для перемещения сыпучих грузов (зерно, крупа, зерноотходы) при погрузочно-разгрузочных работах.

Согласно техническому паспорту ТПШ-1М в промежуточных опорах секций шнека установлены подшипники качения (ПК) 1206. Их применение требует постоянного теххода: смазывание жировым солидолом через каждые 10 дней через масленки на фланцах кожуха. Практика эксплуатации ТПШ свидетельствует о частом их заклинивании и интенсивном изнашивании. Смазывание жировым солидолом, несмотря на рекомендации разработчиков ТПШ, укорачивает межремонтный период узлов трения. Смазка впитывает абразив (зерновую пыль), вследствие чего сильно загущается и вызывает заклинивание подшипника качения. Постановка бронзовых подшипников скольжения также не решила проблему обеспечения надежности работы оборудования. Они быстро изнашиваются с образованием люфта.

Ремонт ТПШ неизбежно связан с его разборкой и приостановкой погрузочно-разгрузочных работ, что влечет дополнительные материальные затраты. Срок службы подшипников качения или подшипников скольжения из бронзы составлял около 1,5–2 месяцев.

Условия работы узлов трения тяжелые: высокая запыленность продуктами помола, переменная температура и влажность, атмосферные осадки.

Для эффективного проектирования новой конструкции исследуемого узла трения с установкой ПСС взамен подшипников качения были установлены основные технические условия эксплуатации:

- работа в абразивных условиях;
- при скорости вращения шнека 480 об/мин линейная скорость вращения вала в подшипнике составляет 0,75 м/с;
- срок службы ПК 1206 или бронзового подшипника скольжения – 1,5–2 месяца;

Результаты исследований и их обсуждение. С целью снижения металлоемкости узла трения шнекового транспортера ТПШ-1М, увеличения его износостойкости и работоспособности было предложено использовать модифицированную древесину в качестве антифрикционного материала. Для этого была разработана методика расчета необходимых геометрических параметров металлической обоймы и древесной заготовки, которая используется для изготовления вкладышей.

Взамен ПК1206 установили экспериментальную партию ПСС на основе древесины торцово-прессового деформирования в количестве 12 штук на 4 транспортерах. Попадающие в зону трения абразивные продукты поглощаются микрополостями прессованной древесины, благодаря этому резко снижается износ контртела (вала).

Всего было изготовлено 30 ПСС. Эксплуатация их проводилась с мая 1996 по ноябрь 2006 гг. Скорость скольжения составляла $v = 0,75$ м/с ($n = 480$ об/мин). Новая конструкция узла трения с применением ПСС не требовала регулярных техосмотров и техходов, при этом отпала необходимость в установке защитных уплотнений (промасленные войлочные уплотнения, крышки), упростились операции монтажа и демонтажа. ПСС надежно работали в режиме самосмазки. Срок их эксплуатации составил 5 лет.

Экономический эффект от внедрения ПСС-206У в узлы трения шнекового транспортера ТПШ-1М получен в результате:

- 1) снижения себестоимости изготовления узлов трения;
 - 2) увеличения их работоспособности в 30 раз,
- что подтверждено актом внедрения на ОАО "Гомельхлебопродукт". Согласно ему, годовой экономический эффект от внедрения ПСС-206У составляет 8138000 рублей.

Выводы. Проведенные исследования доказали целесообразность использования ПСС в промежуточных опорах шнековых транспортеров. Применение ПСС позволило:

- увеличить срок службы узлов трения шнекового транспортера в 30 раз;
- снизить себестоимость изготовления узлов трения;
- обеспечить бесперебойную и надежную работу шнекового транспортера в течение всего срока эксплуатации.

УДК 656.224-592

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ПОЕЗДОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЗАПИСЕЙ СИСТЕМЫ КЛУБ-У

Э. И. ГАЛАЙ, П. К. РУДОВ, Е. А. КАРС

Белорусский государственный университет транспорта

Проведенные Белорусским государственным университетом транспорта в 2001–2002 гг. испытания пассажирских поездов с различными типами тормозных колодок на участках Могилев – Лотва, Минск – Руденск и Гомель – Калинковичи показали их низкую тормозную эффективность. В дальнейшем анализ проводился по результатам расшифровок скоростемерных лент, что дало возможность подтвердить несоответствие тормозной эффективности пассажирских поездов требуемым нормам. Однако применяемые механические скоростемеры имеют невысокую точность регистрации параметров движения. Поэтому результаты расшифровок скоростемерных лент не дают возможности провести полный анализ эффективности тормозов пассажирского поезда. Экспериментальные исследования также не позволяют накопить достаточного количества данных для статистического анализа. Кроме этого результаты торможений при экспериментальных исследованиях не учитывают уровень населенности подвижного состава и другие случайные факторы, влияющие на длину тормозного пути.

В последние годы часть тягового подвижного состава, в частности электровозы серии ЧС4Т, оборудуются комплексной унифицированной локомотивной системой регулирования и обеспечения безопасности движения поездов КЛУБ-У, которая более точно регистрирует параметры движения по сравнению с механическими скоростемерами. Анализ результатов дешифровки кассет регистрации этой системы позволяет дать объективную оценку тормозной эффективности пассажирских поездов.

Анализ экстренных торможений проводился по данным, представленным локомотивным депо Минск за период январь 2004 г. – март 2006 г. Всего зафиксировано 380 экстренных торможений, из них 131 – пневматическим тормозом, 249 – электропневматическим.

В результате анализа установлено, что эффективность тормозных средств пассажирских поездов во многих случаях оказывается меньше допустимой. Оценка производилась по расчетному тормозному коэффициенту поезда, который определялся с учетом профиля по длине тормозного пути, начальной скорости торможения и вида торможения. Как показали исследования, наибольшее количество экстренных торможений производилось в диапазоне скоростей от 80 до 120 км/ч (73 %).

Были определены средние значения расчетного тормозного коэффициента при экстренном торможении в различных диапазонах скоростей движения с интервалом 10 км/ч. В диапазонах до 120 км/ч эти значения меньше 0,6 и изменяются в пределах от 0,437 до 0,535, а при скоростях движения 120–130 км/ч его величина составляет 0,751. Среднее значение расчетного тормозного коэффициента по всем торможениям равно 0,506.

Лишь в 51 случае (13,4 %) тормозная эффективность оказывалась в пределах единой наименьшей нормы (расчетный тормозной коэффициент – не менее 0,6 при скорости начала торможения до 120 км/ч и не менее 0,68 – при скорости начала торможения более 120 до 130 км/ч). В 229 случаях (60,3 %) расчетный тормозной коэффициент был менее 0,6 при скорости до 120 (менее 0,68 – при скорости более 120 км/ч), но не менее 0,45, когда поезд допускается отправлять со станции с ограничением максимальной скорости движения. В 100 случаях (26,3 %) расчетный тормозной коэффициент был ниже минимального допустимого значения 0,45, предусмотренного Правилами эксплуатации тормозов подвижного состава на Белорусской железной дороге. При таких значениях тормозного коэффициента поезд запрещается отправлять со станции.

Поезда с вагонами международного сообщения (с тормозными системами западноевропейского