

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Инженер А. С. ОСИПОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ПРИ СОВРЕМЕННЫХ
УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1967

3098 а

НТБ
ДНУЖТ

Публичная защита диссертации состоится на заседании Ученого совета «31» октября 1967 г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого совета или прислать свои отзывы о работе по адресу: г. Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2, институт инженеров железнодорожного транспорта.

Дата отправки автореферата «26» сентября 1967 г.

НТБ
ДНУЖТ

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Инженер А. С. ОСИПОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ПРИ СОВРЕМЕННЫХ
УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор
С. Ф. ЧУКМАСОВ.

Днепропетровск
1967

3098a

НТБ
ДНУЖТ

Экспериментальная часть работы выполнена в лабораториях Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта и на грузонапряженных участках Приднепровской, Донецкой и Одесско-Кишиневской железных дорог.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Широкое внедрение новых видов тяги на железнодорожном транспорте значительно изменило характер эксплуатационной работы. Эффективное использование преимуществ новых видов тяги во многом зависит от работоспособности отдельных узлов вагона и особенно от состояния буксового узла, который при определенных условиях может ограничивать эти преимущества.

Эксплуатационная надежность буксовых узлов с подшипниками скольжения, в условиях повышения скоростей движения грузовых поездов и существующих нормах их содержания, не удовлетворяет возросших требований к буксовому узлу.

В результате этого, уже в настоящее время преимущества новых видов тяги: тепловозной и электровозной, используются не полностью из-за неудовлетворительной работы подшипников скольжения грузовых вагонов.

Количество грузовых вагонов, оборудованных роликовыми подшипниками незначительно и перевод грузовых вагонов полностью на роликовые подшипники намечено осуществить только к 1980 году. Поэтому целью настоящей работы являются поиски путей дальнейшего улучшения работы подшипников скольжения при современных условиях эксплуатации. Это будет значительный резерв в ускорении оборота вагонов, локомотивов, увеличения их среднесуточного пробега и улучшения других измерителей железнодорожного транспорта.

ГЛАВА II ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

В данной главе приведены расчеты по определению сил, действующих на подшипники в эксплуатации, для сравнения расчетных данных с экспериментальными, полученными при поездных испытаниях.

Произведенные расчеты показали, что вертикальная нагрузка от всех сил, действующих на подшипник, при наиболее неблагоприятных условиях и скорости 100 км/ч, может достигать 19 т.

Результирующая всех сил, действующих на подшипник, может отклоняться от вертикали. Угол отклонения равнодействующей с уменьшением нагрузок и скоростей увеличивается и при порожнем режиме и скорости 10 км/ч становится примерно в два раза больше, чем при груженом режиме и скорости 100 км/ч, однако абсолютные значения удельных давлений между подшипником и шейкой оси (с учетом отклонения равнодействующей) при малых скоростях невелики.

Наибольшие углы отклонения равнодействующей при груженом режиме и скорости 100 км/ч достигают $11^{\circ} 30'$, а при скорости 50 км/ч — $13^{\circ} 50'$

Г Л А В А III.

ПОЕЗДНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Целью поездных испытаний явилось изучение динамических характеристик и температурных режимов подшипников для современных и перспективных условий эксплуатации при различных скоростях и режимах торможений.

С помощью установки соответствующих датчиков и осциллографирования регистрировались следующие величины: динамические добавки вертикальных нагрузок обрессоренных элементов тележек, динамические добавки вертикальных нагрузок необрессоренных элементов тележек, горизонтальные (поперечные) силы, действующие от колесных пар на боковины тележек, вертикальные динамические прогибы рессорного подвешивания, горизонтальные относительные перемещения надрессорных балок тележек, ускорения и частоты колебаний обрессоренных масс вагона в вертикальных и горизонтальных плоскостях, усилия в тормозных тягах вагонов, рабочие температуры трения подшипников. За время опытных поездок произведено 432 осциллографических записи.

С помощью осциллографирования установлено, что:

а) коэффициент вертикальной динамической добавки от всех сил, действующих на подшипник, при скорости 100 км/ч достигал 0,82, что близко к расчетной величине;

б) максимальная величина горизонтальных усилий, действующих на буксы при скорости 100 км/ч достигала 8,2 т;
в) величина угла отклонения равнодействующей, полученная экспериментальным путем, оказалась близкой к расчетной и при грузе в режиме и скорости 100 км/ч составила $12^{\circ}05'$ (расчетная величина $11^{\circ}30'$).

Таким образом, проведенные поездные испытания позволили определить величину и характер сил, действующих на буксовые узлы в эксплуатации, и сравнить их с расчетными.

ГЛАВА IV

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С РАЗЛИЧНЫМИ ДИАМЕТРАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ И УГЛАМИ ОБХВАТА

Данная глава посвящена исследованию влияния некоторых параметров на работоспособность буксовых узлов в эксплуатации.

Исследованиям подвергались: 1) влияние диаметрального зазора на температурные режимы вагонных букс; постановка этого вопроса была связана с тем, что последнее время со стороны дорог поступает много предложений по изменению величины диаметрального зазора, установленного инструкцией ЦВ МПС 0,2—0,6 мм, в сторону увеличения и 2) влияние угла обхвата подшипником шейки оси на его работоспособность; постановка этого вопроса связана с тем, что переход к подшипникам с увеличенным углом обхвата со 120° до 146° , который осуществляется с 1960 года, по отзывам большинства дорог ожидаемого эффекта не дал.

Для изучения явлений, происходящих в работающем буксовом подшипнике и определения состояния очагов трения, были выполнены лабораторные исследования на специальном стенде ДИИТа, состоящем из двух натуральных тележек ЦНИИ-ХЗ-0, поставленных одна на другую.

Исследовалась работа подшипников с диаметральным зазором 0,4 мм (согласно инструкции ЦВ МПС) и с зазором 2 мм.

Отдельно испытывались партии подшипников с углом обхвата 120° и 146°

Стендовые испытания показали, что уровень температур у подшипников с диаметральным зазором 0,4 мм оказался значительно выше, чем при зазоре 2 мм, хотя величина удельных

давлений у них, рассчитанная по общеизвестной формуле

$$q_{\text{ср}} = \frac{P}{dl \sin \alpha / 2} \quad \text{была меньше.}$$

Уровень температур у подшипников с углом обхвата 120° и 146° оказался примерно одинаковым.

Для объяснения этих явлений была определена величина фактических площадей, участвовавших в трении (а не контурная площадь касания, которая обычно определяется в эксплуатации по масляному пятну).

Фактические площади трения, определенные с помощью планиметра у всех опытных подшипников, независимо от угла обхвата и диаметрального зазора, оказались примерно одинаковыми и после пробега 1200 км не превышали 35% от номинальной.

В табл. 1 приведены результаты обмера фактических площадей трения у первой партии подшипников с углом обхвата 120° , после пробега 1200 км.

Таблица 1

№№ подшипников	Общая развернутая площадь баббитового слоя, (см ²)	Фактическая площадь трения подшипника, (см ²)	Отношение фактической площади к общей (%)
1	308	104	33,8
2	306	100	32,8
3	308	107	34,6
4	308	101	32,8

Полученные результаты соответствуют распространяющемуся в настоящее время взгляду о пластической природе деформаций микровыступов в процессе приработки подшипников.

По мнению ряда наших и зарубежных исследователей, фактическая (активная) площадь трения, значительно меньше контурной площади касания и величина ее зависит только от нагрузки и предела текучести антифрикционного материала. Но так как эти параметры при испытании для всех подшипников были одинаковы, то и величина фактических площадей трения оказалась примерно одинаковой.

Одинаковые площади трения, а значит и удельные давления, должны были дать и одинаковые температуры трения. Чем же объяснить наличие различных температур у подшипников с различными диаметральными зазорами?

При дальнейшем изучении фактических площадей трения всех опытных подшипников была установлена следующая закономерность: чем фактическая площадь трения более сосредоточена, тем температура подшипника оказывается ниже и чем эта площадь более рассредоточена, тем температура подшипника выше.

Это явление может быть объяснено так: в случае сосредоточенной фактической площади трения, гидродинамический напор смазки вынужден приподнять подшипник для пропуска масла, в результате чего в зоне высоких давлений устанавливается надежная масляная пленка и нормальный режим жидкостного трения.

В случае рассредоточенной площади трения, поступающая под подшипник смазка, идя по пути наименьшего сопротивления, проходит по «лабиринтам» на другую сторону подшипника, не развивает нужного давления и недостаточно проникает в зоны соприкасающихся поверхностей, что и сопровождается повышением температуры.

Стендовые испытания позволили сделать следующие выводы:

1) фактически используемая площадь трения подшипников после пробега 1200 км не превышала 35% от номинальной. Это значит, что при данном пробеге процесс приработки не заканчивается и в зависимости от условий работы продолжается значительно дольше, несмотря на установившиеся температуры. Что подтверждается и исследованиями, проведенными в Уральском отделении ЦНИИ МПС т. М. В. Орловым;

2) для облегчения периода приработки подшипников, получения более сосредоточенных площадей трения, более устойчивой масляной пленки и снижения температур трения необходимо диаметральные зазоры, предусмотренные инструкцией ЦВ МПС, увеличивать до некоторых оптимальных размеров;

3) так как у подшипников с углом обхвата 120° и 146° фактические рабочие площади трения оказались примерно одинаковыми, то с точки зрения удельных давлений и температурных режимов в период приработки, подшипники с углом обхвата 146° существенных преимуществ перед стандарт-

ными иметь не могут. Что и подтверждается уровнем температур.

Более того, чрезмерное увеличение угла обхвата создает условия для рассредоточения фактических площадей трения и ухудшает условия трения.

ГЛАВА V.

ПОЕЗДНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ СТАНДАРТНЫХ И УЛУЧШЕННОЙ ГЕОМЕТРИИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ДИАМЕТРАЛЬНЫХ ЗАЗОРАХ

Для проверки экспериментальных данных, полученных при стендовых испытаниях, были организованы поездные испытания подшипников скольжения с различными углами обхвата и разными диаметральными зазорами.

Методика испытаний была аналогична методике стендовых испытаний. Испытывались подшипники с диаметральным зазором 0,4 и 2 мм и углами обхвата 120° и 146° . Термопары, как и при стендовых испытаниях, вводились в баббитовый слой на расстоянии 1 мм от поверхности трения.

Опытный сцеп включался в магистральные поезда направления Кривбасс—Донбасс, в пределах Донецкой, Приднепровской и Одесско-Кишиневской ж. д. Общий пробег опытного сцепа составил 3500 км. Скорости не превышали 85 км/ч.

В работе приведены графики влияния диаметального зазора на температурные режимы подшипников на всем протяжении пробега 3500 км. Из них видно, что средний уровень температур подшипников с диаметральным зазором 0,4 мм составил 90°C , а с диаметральным зазором 2 мм 73°C , т. е. ниже на 17°C .

Причем на перегонах, где скорость движения возрастала и общий уровень температур всех подшипников повышался, этот разрыв увеличивался до $20\text{—}25^\circ\text{C}$.

В работе приведен график влияния угла обхвата на температурные режимы вагонных букс, так же на протяжении 3500 км, из которого видно, что средний уровень температур подшипников с углом обхвата 146° составил $82,3^\circ\text{C}$, а подшипников с углом обхвата $120^\circ\text{—}80,7^\circ\text{C}$.

Таким образом, подшипники улучшенной геометрии по температурным режимам, как и при стендовых испытаниях, никаких преимуществ не показали.

Причем, в первый период приработки до пробега 1500 км температура подшипников с увеличенным углом обхвата оставалась все время выше, чем у стандартных, а при дальнейшем следовании опытного сцепа температурные режимы этих подшипников оказались менее устойчивыми по сравнению со стандартными, что совпадает с результатами стендовых испытаний.

В порядке специальных опытов у некоторых подшипников диаметральный зазор был увеличен до 4 мм, однако уровень температур этих подшипников оказался более высоким. Эти опыты показали, что дальнейшее увеличение диаметрального зазора до 4 мм, как и при стендовых испытаниях, является неприемлемым и что увеличение уровней температур при зазорах 0,4 мм и 4 мм, примерно, одинаково. Таким образом, выбранный зазор 2 мм оказался близким к оптимальному.

Замер фактических площадей трения опытных подшипников после пробега 3500 км показал, что абсолютные значения этих площадей мало отличаются между собой, а их отношения к номинальным площадям находятся в пределах 65—75%. Причем, при угле обхвата 146° эта площадь не превышает 65%, а при угле обхвата 120° — 73% от номинальной.

Проведенные стендовые испытания и поездные испытания определили следующие направления в повышении работоспособности буксовых узлов:

1) диаметральный зазор, предусмотренный инструкцией ЦВ МПС 0,2—0,6 мм не является оптимальным для современных условий эксплуатации и требует пересмотра в сторону увеличения. Это мероприятие, не требуя капитальных затрат, улучшит температурные режимы букс и позволит значительно повысить скорости движения поездов;

2) установлено, что хотя подшипник срабатывается по всей поверхности, но в каждый данный момент в процессе трения участвует только какая-то часть его площади в зависимости от направления движения и перемещений центра шейки оси по отношению к оси подшипника.

Поэтому расчеты удельных давлений, которые обычно производятся по общеизвестной формуле $q_c = \frac{P}{d l \sin \alpha / 2}$, являются ошибочными и значительно отличаются от фактических;

3) угол обхвата подшипником шейки оси — 146° также не является оптимальным и требует пересмотра в сторону зна-

чительного сокращения. Это мероприятие, помимо экономии баббита, улучшит режимы трения, снизит рабочие температуры подшипников и улучшит их эксплуатационные качества.

ГЛАВА VI

ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДАЧИ СМАЗКИ К ШЕЙКЕ ОСИ РАЗЛИЧНЫМИ СМАЗЫВАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Исследования проводились на специальном стенде, состоящем из оси III типа на подступичные части которой вместо колес насажены роликовые подшипники тепловоза ЧС-1. Эти подшипники используются как опоры и неподвижно закреплены на раме стенда.

При исследованиях было установлено:

1) Основным фактором, влияющим на увеличение подачи смазки под подшипник (для условий, в которых производились испытания), явилось повышение температуры смазки и изменение ее вязкости, а основным фактором, влияющим на сокращение подачи смазки, явилась скорость вращения шейки.

Таким образом, наиболее неблагоприятным периодом в работе подшипника является период с низкой температурой и большой скоростью вращения, что имеет место при отправлении поездов на электрической и тепловозной тяге. Этим может быть объяснено «стекление» отдельных подшипников в первые периоды их приработки;

2) Сравнение различных смазывающих устройств показало, что давление подбивочных концов (при средней плотности подбивки) значительно выше давления польстерных пружин, а интенсивность подачи смазки подбивкой в процессе работы уменьшается;

3) Типовые польстеры, вследствие продольной неустойчивости пружин имеют возможность выворачиваться, что сокращает подачу смазки, примерно, в два раза. Польстеры новой конструкции ПМ-65 этого недостатка не имеют, и интенсивность подачи смазки у них выше, чем у типовых.

4) Опыты на стенде показали, что подача смазки польстерами в единицу времени с увеличением скорости резко сокращается в связи с этим, учитывая дальнейшее повышение скоростей, целесообразно вести исследования по применению более эффективных способов подачи смазки к шейке оси.

5) Как показали опыты при постоянной температуре и

скорости вращения, увеличение давления польстерных пружин непосредственно не вызывает увеличения подачи смазки (увеличение подачи смазки связано с сопутствующим явлением повышения температуры трения). Поэтому, целесообразно существующие давления польстерных пружин 5—9 кг снижать.

Теоретические исследования по определению потребной и возможной толщины масляной пленки для условий железнодорожных подшипников были проведены на основе расчетов, вытекающих из гидродинамической теории смазки и методики ЦНИИ МПС, согласно которой возможная толщина масляной пленки определяется по формуле:

$$h_{\min} = \frac{d_n \eta U}{l_n \psi q_n},$$

где η — вязкость смазки в пуазах;
 U — окружная скорость в м/сек;
 q_n — удельная нагрузка в барах (дин/см²);
 ψ — относительный диаметральный зазор;
 d_n, l_n — диаметр и длина подшипника в м.

Расчеты показали, что полученные таким путем данные о толщине масляной пленки при различных скоростях не соответствуют опыту, так как при этом необходимая толщина масляной пленки обеспечивается только при скорости свыше 73 км/ч.

Автором в данные расчеты были внесены следующие дополнения:

- 1) удельные давления были подсчитаны с учетом фактических площадей трения;
- 2) были учтены изменения температуры и вязкости смазки, которые обязательно сопутствуют изменению скоростей;
- 3) начальная точка кривой — толщина масляной пленки при трогании с места — была определена экспериментальным путем.

Построенная кривая зависимости величины возможной толщины масляной пленки (в моменты динамических нагрузок) от скорости движения поезда показала, что толщина масляного слоя при нормальных условиях изменяется по закону двух кривых, достигает своего максимума при скорости 40—60 км/ч, при этом толщина пленки составляет величину 40—50 мк, а затем начинает снижаться до предельной величины граничного трения при скорости 98 км/ч. Это хорошо подтверждается практикой железных дорог и свидетельст-

вует о возможности надежной работы буксовых узлов с подшипниками скольжения в современных условиях эксплуатации при правильном их содержании.

ГЛАВА VII

ОБОСНОВАНИЯ К ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОДЕРЖАНИЯ БУКСОВЫХ УЗЛОВ ПРИ СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

1. Обоснования к выбору оптимального диаметрального зазора

Для установления оптимального диаметрального зазора (разность диаметров подшипника и шейки оси) была проведена серия опытов на малом стенде ДИИТа с вертикальным статическим приложением нагрузки на подшипник — 10 т.

Диаметры подшипников последовательно увеличивались с интервалом 0,2 мм, расточка производилась с одинаковым ∇ 5 классом чистоты. После каждой расточки подшипники работали по 90 минут, до установившихся температур.

Построенный график установившихся средних температур трения при различных диаметральных зазорах показал, что для условий стенда оптимальным является зазор 1,2 мм.

Однако этот зазор не может являться оптимальным для условий эксплуатации. По мнению автора, в этом заключалась ошибка ряда предыдущих исследователей

Опытные поездки, проведенные с подшипниками, имеющими диаметральные зазоры 1 и 2 мм, показали, что для поездных условий, когда при действии силы тяги шейка перемещается по отношению к подшипнику в сторону обратную направлению движения вагона и сокращает величину диаметрального зазора со стороны поступления смазки, диаметральные зазоры должны быть больше, чем при стендовых испытаниях. Поэтому температура подшипников с зазором 2 мм при поездных испытаниях оказывалась ниже, чем при зазоре 1 мм.

Исследования диаметральных зазоров у подшипников, проработавших под вагонами от 1 до 2 лет, показали, что фактические диаметральные зазоры в эксплуатации увеличиваются от 0,2—0,6 мм до 0,8—1,3 мм.

Таким образом, в результате проведенных наблюдений стендовых и поездных испытаний установлено, что оптималь-

ный диаметральный зазор подшипников скольжения для современных условий эксплуатации значительно больше зазора, предусмотренного инструкцией ЦВ МПС, и близок к 2 мм. Для более точного определения оптимального диаметрального зазора в поездных условиях желательны проведение широких эксплуатационных испытаний при различных климатических условиях и режимах работы подшипников скольжения.

2. Определение фактических диаметральных зазоров при постановке и смене подшипников на ПТО

Проведенные испытания показали, что расточка подшипников по инструкции с средним зазором 0,4 мм вызывает резкое повышение температур трения в период приработки и приводит к преждевременному выходу их из строя на первых перегонах.

Возникает вопрос, почему же грение букс не является массовым явлением на железнодорожном транспорте?

Для ответа на этот вопрос были проведены исследования величины фактических диаметральных зазоров при снятии постановке подшипников в условиях ПТО.

Всего было обмерено 200 подшипников, сменяемых на ПТО по перегреву и 200 подшипников, поставленных при замене. Результаты обмера были обработаны методами математической статистики и построены кривые Гаусса.

Результаты обработки показали, что величина наиболее вероятного фактического диаметрального зазора при снятии подшипников по перегреву является зазор 0,21 мм, а наиболее вероятный зазор, с которым подшипники ставятся при замене и следуют далее без перегрева 1,6 мм. Таким образом, результаты проведенных наблюдений подтверждают практическую необходимость предложенного в данной работе увеличения диаметральных зазоров подшипников скольжения до 2 мм.

3. Связь температурных режимов букс со скоростью движения поездов и длиной безостановочных пробегов

В работе приведены теоретические исследования явлений тепловыделения и теплоотвода, которые происходят в буксовом узле вагона.

Для расчетов автором были использованы основные по-

ложения теплотехники применительно к условиям буксового узла, находящегося в движении.

Количество тепла, выделяемого подшипником в час, при различных скоростях движения определялось по формуле:

$$Q_{\text{в}} = \frac{60 P_{\text{п}} \mu \pi d_{\text{ш}} n}{A} \text{ ккал/час,}$$

где $P_{\text{п}}$ — нагрузка на подшипник;

μ — коэффициент трения;

$n = \frac{1000 v}{60 \pi D}$ об/мин — число оборотов колеса в минуту;

$A = 427$ кгм/ккал — механический эквивалент тепла.

Количество тепла, отводимого от буксового узла в час, при различных перепадах температур Δt и для различных скоростей, применительно к буксовому узлу вагона подсчитывалось по формуле:

$$Q_{\text{отв}} = K_{\text{пр}} F (t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}),$$

где $t_{\text{ср}}$ — средняя температура наружной поверхности буксы;

$t_{\text{в}}$ — температура окружающей среды;

F — площадь поверхности, передающей тепло;

$K_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент теплопередачи для условий буксового узла, находящегося в движении.

$$K_{\text{пр}} = \frac{K_{\text{б}} F_{\text{б}} + K_{\text{дн}} F_{\text{дн}} + K_{\text{пот}} F_{\text{пот}} + K_{\text{кр}} F_{\text{кр}} + K_0 F_0}{F_{\text{б}} + F_{\text{дн}} + F_{\text{пот}} + F_{\text{кр}} + F_0},$$

где $K_{\text{б}}$, $K_{\text{дн}}$, $K_{\text{пот}}$, $K_{\text{кр}}$, K_0 — коэффициенты теплопередачи боковой стенки, днища, потолка, крышки буксы, оси колесной пары.

В результате расчетов для различных скоростей, перепадов температур и коэффициентов трения были составлены таблицы и построены графики зависимости количества выделяемого и отводимого тепла буксовым узлом от скорости движения поезда.

Графики показали, что при естественном нагреве букс, имеющем место при жидкостном трении ($\mu = 0,005$), при следовании поезда со скоростью до 102 км/ч, количество выделяемого тепла остается меньше того количества тепла, которое может отвести букса, а это значит, что буксовый узел будет иметь установившуюся температуру в пределах допустимых.

Указанные графики позволяют практически определить критические скорости для различных режимов и условий работы буксовых узлов.

С помощью данных графиков было установлено, что полученное при поездных испытаниях (глава V) снижение среднего уровня температур подшипников на 17°C , за счет выбора более целесообразного диаметрального зазора, позволит повысить скорость движения вагона с 62 до 120 км/ч, что подчеркивает важность определения оптимальных значений диаметрального зазора для современных условий эксплуатации.

В работе установлена зависимость протяженности безопасного пути буксового узла от скорости движения, коэффициентов трения и перепада температур, что позволяет практически обосновать длины гарантийных участков на ПТО в зависимости от местных условий.

$$l = \frac{v \cdot 60 \cdot G \cdot C}{Q_{\text{выд}} - Q_{\text{отв}}},$$

где l — длина гарантийного участка по буксовому узлу;

G — вес буксового узла (условный);

$Q_{\text{выд}}, Q_{\text{отв}}$ — количество выделяемого и отводимого тепла при заданных условиях;

C — средняя удельная теплоемкость материала буксового узла.

С помощью построенных графиков установлено, что при нормальных условиях трения и средней скорости движения 75 км/ч длина гарантийного участка по буксовому узлу не ограничена. При дальнейшем повышении скоростей длина участка сокращается; при скорости 100 км/ч до 350 км и 120 км/ч до 280 км, что хорошо согласовывается с данными практики.

Предлагаемые в данной работе более целесообразные параметры содержания буксовых узлов позволят перейти на более низкие коэффициенты трения, что, согласно построенным графикам, практически снимает ограничения в работе буксовых узлов, как по скорости, так и по протяженности гарантийных участков.

4. Обоснование к выбору оптимального угла обхвата подшипником шейки оси

Для определения оптимального угла обхвата подшипником шейки оси был исследован вопрос протяженности воз-

можной дуги нагруженного слоя смазки по окружности шейки, т. е. зоны развития гидродинамических давлений.

Для определения давлений, которые возникают в слое жидкости при гидродинамическом трении, было использовано известное уравнение Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\gamma}{\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\gamma}{\eta} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \\ \equiv 12 \gamma v + 6 \frac{\partial}{\partial x} (\gamma U h) + 6 \frac{\partial}{\partial z} (\gamma W h) + 12 h \frac{d\gamma}{dt},$$

которое применительно к железнодорожному подшипнику после ряда упрощений приняло вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6 \eta U h$$

или после интегрирования

$$h^3 \frac{\partial P}{\partial x} = 6 \eta U h x + C,$$

где P — гидродинамическое давление в произвольной точке масляного слоя;

h — толщина смазочного слоя в произвольной точке;

η — динамический коэффициент вязкости смазки; протекающей в нагруженной зоне;

U — линейная скорость вращения шейки оси;

x — текущая линейная координата точки масляного слоя.

Для определения давления P в произвольном сечении под углом α к линии центров, были использованы полярные координаты, и после ряда преобразований и интегрирования было получено следующее выражение безразмерной функции давления:

$$P = \frac{6 \eta U r}{e^2} \left[-(a - \cos \alpha_0) \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(a - \cos \alpha)^3} - \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(a - \cos \alpha)^2} \right],$$

где r — радиус шейки оси;

e — величина эксцентриситета;

$a=1/x$ — характеристика эксцентриситета;

α_0 — угол между линией центров и направлением P_{\max} .

Для определения протяженности зоны гидродинамических давлений были использованы теоретические и экспериментальные данные, накопленные в исследованиях Ф. П. Снеговского.

По указанным данным применительно к условиям железнодорожных подшипников был построен график зависимости зоны гидродинамических давлений ($\alpha_1 + \alpha_2$) от относительного диаметрального зазора для различных удельных давлений, с учетом условий и материалов применяемых в буксовых узлах железнодорожных вагонов.

По указанным графикам для фактически существующих в эксплуатации диаметральных зазоров, с учетом возможности полного смещения зоны гидродинамических давлений, как по одну, так и по другую сторону от вертикали, была определена максимальная протяженность дуги, которая может участвовать в зонах гидродинамических давлений (не одновременно)

$$2(\alpha_1 + \alpha_2) = 76^\circ.$$

Однако, учитывая отклонения равнодействующей всех сил, действующих на подшипник в эксплуатации от вертикали (глава II), был определен фактически необходимый угол обхвата, который может участвовать в передаче гидродинамических давлений:

$$76 + 26 = 102^\circ$$

Данные обоснования величины угла обхвата, с точки зрения протяженности зоны гидродинамических давлений, хорошо согласовываются с опытными данными фактически используемых площадей трения (главы IV—V).

Так, при обмере фактически используемых площадей трения у подшипников при стендовых испытаниях, поездных испытаниях, обследовании подшипников, проработавших в эксплуатации более двух лет и при осмотре на ПТО 1000 сменяемых подшипников, установлено, что у подшипников с углом обхвата 146° в каждый данный момент используется не более 70% его номинальной поверхности трения, что при сосредоточенной площади будет соответствовать необходимому углу обхвата:

$$146 \times 0,70 = 102,2^\circ$$

Приведенные обоснования значительного сокращения уг-

ла обхвата железнодорожных подшипников скольжения, помимо экономии баббита, улучшат температурные режимы вагонных букс, повысят надежность работы буксовых узлов, улучшат их эксплуатационные качества и позволят более полно использовать современные виды тяги.

5. Экономическая оценка предложений по повышению работоспособности буксовых узлов

В настоящей работе приводятся два предложения, непосредственно связанных с экономическим эффектом: 1) увеличение диаметрального зазора с 0,2—0,6 мм до 2 мм; влияние этого предложения на эксплуатационную работу проверялось на опыте работы рудодогрузочных станций Мудреная и Шмаково Приднепровской железной дороги и дало положительные результаты; 2) уменьшение угла обхвата подшипником шейки оси со 146° до 102° приведет к соответствующему сокращению расхода баббита.

Экономический эффект от реализации предложений по повышению работоспособности буксовых узлов был рассчитан по методике, разработанной Уральским отделением ЦНИИ МПС, согласно которой ожидаемая экономия эксплуатационных расходов складывается из следующих элементов: экономия от сокращения текущего ремонта вагонов, от сокращения простоя в ремонте, сокращения маневровых работ, сокращения расхода подшипников, сокращения расхода смазки, сокращения расходов на плановый ремонт и амортизацию, сокращения случаев осмотра подшипников на ПТО, сокращения отцепки вагонов по грению букс и экономия капиталовложений в парк вагонов.

Произведенные расчеты показали, что экономия эксплуатационных расходов от первого мероприятия составит 18,84 рубля в год на один вагон рабочего парка и от второго мероприятия 3,7 рубля в год.

Общая экономия составит $18,84 + 3,7 = 22,54$ рубля в год на один вагон рабочего парка.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. В результате выполненных исследований выявлены значительные резервы повышения работоспособности буксовых узлов при современных условиях эксплуатации за счет правильного выбора основных параметров и даны обоснова-

ния к выбору оптимальных диаметральных зазоров и углов обхвата подшипником шейки оси.

2. Найденные аналитическим путем и проверенные экспериментально углы отклонения равнодействующей всех сил, действующих на подшипник от вертикали при различных условиях, могут служить материалом для конструкторов при решении вопроса устойчивости подшипников в эксплуатации.

3. Установлена новая зависимость между формой фактических площадей трения и температурой подшипников, что углубляет понятия о характере процессов трения, происходящих в железнодорожных подшипниках.

4. На основании поездных испытаний установлено, что оптимальный диаметральный зазор, полученный в условиях стенда, при статическом нагружении подшипника, 1,2 мм, не является оптимальным для условий эксплуатации, требует определенной корректировки и рекомендуется нами в размере 2 мм.

5. Построенные кривые теплоотвода и тепловыделения для буксовых узлов позволили установить зависимость между температурными режимами вагонных букс и критическими скоростями движения поездов.

6. Даны обоснования к определению длины гарантийных участков ПТО по буксовому узлу в зависимости от местных условий (климатические условия, виды тяги, профиль пути и др.).

7. В результате выполнения только основных предложений: увеличения диаметральных зазоров и сокращения угла обхвата подшипником шейки оси ожидаемая экономия эксплуатационных расходов составляет 22,54 руб. в год на один вагон рабочего парка.

Основные предложения по использованию резервов повышения работоспособности буксовых узлов при современных условиях эксплуатации были одобрены Главным Управлением вагонного хозяйства МПС (протокол Технического Совета от 17.II.1967 г.), вагонной комиссией и Научно-техническим Советом МПС (протокол от 26.V.67 г.), а также учтены при пересмотре «Инструкции по ремонту и постановке подшипников скольжения, хранению и применению вагонных смазок и буксовых подбивочных материалов» № 58/ЦВ—1961 г.

Телеграфным распоряжением ЦВ МПС № 1155 от 7/III-67 г. Приднепровской железной дороге разрешено, в опытным порядке, перейти на новые параметры расточки подшипников, согласно рекомендациям ДИИТа.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. А. С. Осипов. Опыт обслуживания грузового поезда бригадой в два лица, Брошюра. Издательство ДорНТО Приднепровской ж. д., 1958.

2. А. С. Осипов, И. М. Коротеев. Исследование работы подшипников скольжения, армированных металлокерамическими материалами и залитых баббитом. Труды ДИИТа, вып. № 60. Издательство «Транспорт», 1966.

3. А. С. Осипов, И. М. Коротеев. Исследование работы подшипников скольжения и смазывающих устройств вагонных букс. Материалы XVII Юбилейной научно-технической конференции ДИИТа. ДИИТ, 1967.

4. И. М. Коротеев, В. Б. Кудзиев, А. С. Осипов. Снижение температуры нагрева букс. «Железнодорожный транспорт», № 6, 1967.

Содержание работы докладывалось автором: на Научно-техническом Совете ЦВ и ЦНИИ МПС 14.VII.1966 г., на Техническом Совете ЦВ МПС 17. II. 1967 г. и на Научно-техническом Совете МПС 26. V. 1967 г.

БТ 09842. Областная книжная типография
Днепропетровского областного управления по печати,
г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.

Заказ № 1817-м. Тираж 200. Объем 1,25 п.л. Подп. к печати 19.IX-67