

МПС СССР  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

На правах рукописи

ШАПОШНИКОВ Геннадий Владимирович

УДК 621.82.822.5/629.424.3:621.313.13

# **ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МОТОРНО-ОСЕВЫХ ПОДШИПНИКОВ ЛОКОМОТИВОВ**

Специальность 05.22.07 — Подвижной состав железных  
дорог и тяга поездов

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Днепропетровск  
—1987—

НТБ  
ДНУЖТ

Работа выполнена в Ростовском ордена Трудового Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспорта г. Ростова-на-Дону.

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор Малоземов Н. А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук Беляев А. И.,

кандидат технических наук, доцент Варфоломеев В. У.

Ведущее предприятие — Управление Северо-Кавказской железной дороги.

Защита диссертации состоится «        »        1987 г.  
в        часов на заседании специализированного ученого совета К 114.07.01 ордена Трудового Красного Знамени Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта им. М. И. Калинина (320629. ГСП, г. Днепропетровск, ул. им. академика Лазаряна).

Автореферат разослан «        »        1987 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
кандидат техн. наук, доцент

**ПЕТРОВИЧ Л. В.**

НТБ  
ДНУЖТ

## В В Е Д Е Н И Е

В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года" перед железнодорожным транспортом поставлена одна из важнейших задач - обеспечение дальнейшего увеличения провозной и пропускной способности.

В современных условиях эти задачи решаются повышением массы и длины составов, увеличением скорости движения поездов.

Использование открывающихся при этом перспектив возможно только в том случае, если будет достигнута надёжная работа локомотивов, существенно влияющая на их безопасность движения.

**АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ.** На локомотивах широкое распространение получили моторно-осевые подшипники (МОП), несколько миллионов которых постоянно находится в эксплуатации.

5105a  
В то же время этот узел работает весьма неустойчиво. По данным Главного Управления локомотивного хозяйства Министерства путей сообщения только на тепловозах ежегодно выходит из строя свыше десяти тысяч подшипников. Значителен выход МОП из строя также и на электровозах. Для устранения последствий отказов МОП требуются большие затраты материальных и трудовых ресурсов, локомотив при этом на длительное время выбывает из эксплуатации.

Отмеченные факторы определяют высокую значимость и актуальность проблемы повышения надёжности МОП.

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ.** Целью исследования является разработка мероприятий по повышению надёжности МОП, как одного из лимитирующих узлов локомотивов.

**МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ.** Для достижения поставленной цели проведён статистический анализ отказов МОП с использованием методов теории вероятности и математической статистики. Анализ условий работы подшипников выполнен с помощью метода математического моделирования с применением цифровых вычислительных машин. Определение удельных нагрузок произведено с использованием теории Г. Герца. В расчёте тепловой нагруженности узлов колесно-моторного блока применен метод тепловых схем замещения. Стендовые испытания проводились с соблюдением основных критериев физического моделирования, а при анализе гидродинамических явлений в подшипнике с макроканавками и определении рациональных параметров мак-

Днепропетровский  
институт инженеров  
жел. дор. транспорта  
им. М. И. Калинина  
БИБЛИОТЕКА

роканавок использовалось уравнение Рейнольдса и предпосылки Боудена и Тейбора. Результаты теоретических исследований сопоставлены с данными натурных испытаний.

**НАУЧНАЯ НОВИЗНА РАБОТЫ** заключается в следующем:

- уточнена методика расчёта давлений в МОП локомотивов;
- разработана математическая модель, описывающая влияние различных факторов на протекание тепловых процессов в узлах колесно-моторного блока;
- разработана методика выбора рациональных параметров макрорельефа в МОП локомотивов.

**ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ И РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ**

Предложена конструкция МОП с макроканавками, при использовании которой улучшается процесс смазывания и повышается надёжность работы МОП. Спроектировано и изготовлено оборудование для обеспечения внедрения на железнодорожном транспорте МОП с макроканавками. Улучшена система маслоподачи тепловозов в буксах МОП путём применения в них конструкции с постоянным уровнем смазки.

Эксплуатационные испытания, проведенные в ряде депо Северо-Кавказской и Горьковской железных дорог; показали высокую надёжность новой конструкции МОП и снижение износа подшипников, что обеспечило работу локомотивов без отказов по МОП между плановыми ремонтами. Внедрение подшипников с макроканавками на указанных <sup>ВЫШЕ</sup> дорогах даёт годовой экономический эффект 65 тыс. руб.

**АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ.** Основные положения работы докладывались на Всесоюзных научно-технических конференциях "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня" (г. Ворошиловоград, 1981, 1985 гг.), на Сетевых школах передового опыта по ремонту и содержанию тепловозов (г. Омск, 1974 г., локомотивное депо Узловая 1983 г.); на заседаниях технического совета Северо-Кавказской и Горьковской железных дорог (1974-1985 гг.), на научно-технических конференциях кафедр РИИЖТа, на Совете механического факультета РИИЖТа (1983, 1987 гг.) на научном семинаре ВНИИЖТа и ВНИТИ (1984 г.), на расширенных научных семинарах кафедры "Локомотивы и локомотивное хозяйство" ДИИТа (1984, 1987 гг.).

НТБ  
ДНУЖТ

## СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Исследованием работоспособности МВП занимались А.И. Боллея, Н.А. Малоземов, Б.Д. Тотин, Н.И. Мищенко, Н.Н. Каменев, А.Н. Германов, В.Н. Азаренко, Г.Г. Головинов, С.А. Долгих, А.С. Евстратов, А.П. Коропец, Н.Д. Меренко, В.Г. Назаренко, Ю.Н. Гетьман, М.П. Семесенко, С.С. Пономаренко, Ю.В. Дереза, которые выявили ряд существенных недостатков в конструкции этих подшипников, и предложили меры по их устранению. Многие рекомендации дали в свое время положительные результаты, однако интенсификация использования локомотивов в последние годы привела к ухудшению работы МВП в основном по недостаточной подаче смазки.

В связи с этим были рассмотрены меры по повышению маслостойкости рабочей поверхности подшипников скольжения путем совершенствования их рельефа.

Анализ работ, приведенных И.В. Крагельским, Ф.П. Снеговским, Ю.А. Евдокимовым, К.С. Аквердиевым, В.А. Кудяновым, Ю.Г. Шнейдером, В.М. Приходько, Ю.Н. Тютинным, Г.И. Сняжковым, И.В. Витиченко, В.М. Асташкевичем, Т.В. Баринным, Д.Н. Гаркуновым, А.А. Поляковым показал, что создание специального микрорельефа на рабочей поверхности улучшает смазываемость подшипников.

Микроканавки, выполняя роль масляных резервуаров, удерживают на поверхности трения подшипника дополнительное количество смазки. В процессе работы подшипников микроканавки, нанесенные на рабочую поверхность вкладышей, по мере износа исчезают и затягиваются, что является существенным недостатком этого способа. Поэтому применительно к МВП это мероприятие является только частичным решением проблемы.

В связи с вышесказанным были намечены следующие задачи, подлежащие решению в диссертации:

- проведение статистического анализа выхода из строя МВП с использованием вероятностных методов для сравнения надежности различных видов конструкций МВП и выявления дополнительных факторов, ухудшающих их работу;

- расчет давлений в МВП электровозов с учетом как динамических нагрузок, так и величин угла контакта оси с вкладышем, существенно влияющих на условия нагруженности подшипников;

- определение влияния смежных теплонагруженных узлов на характеристики теплового режима МВП, а также учет таких факторов, как

загрязнение поверхности охлаждения, применение стеклопластиковых кожухов тяговых редукторов и полимерных покрытий поверхности трения на нагрев узлов КМВ;

- определение условий смазываемости подшипников в широком диапазоне температур, особенно при низких температурах порядка  $-20-40^{\circ}\text{C}$ ;

- разработка теоретических и инженерных вопросов применения канавок больших геометрических размеров (макроканавок) на поверхности трения МОР; в том числе изучение гидродинамических явлений в макроканавках;

- анализ увеличения толщины масляной пленки при перегреве подшипника за счет выхода смазки из макроканавок;

- определение рациональных параметров макрорельефа, и, в частности, величины площади, занимаемой макроканавками, при которой износ вкладышей будет минимальным;

- разработка технологической оснастки для нанесения макроканавок на поверхность трения МОР.

#### СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ МОР

Из статистических данных Главного Управления локомотивного хозяйства МПС следует, что по сети железных дорог ежегодно выходит из строя 12-14 тыс. МОР тепловозов.

Количество повреждений МОР существенно зависит от климатических условий, в которых эксплуатируются локомотивы. Так на дорогах с неблагоприятным климатом (Восточно-Сибирской, Целинной, Красноярской, Алма-Атинской) число отказов на 100 тыс. км пробега достигает 4,9, в то время как на дорогах с умеренным климатом (Одесской, Львовской), оно не превышает 0,5.

Вероятность безотказной работы (P) наименьшая у тепловозных МОР электродвигателей ЭД107А и составляет  $P = 0,913$ . Насколько лучше работают МОР тяговых электродвигателей ЭД118А, у которых  $P = 0,967$ . Вероятность безотказной работы МОР двигателей ЭД107 равна 0,965.

Наибольшее количество отказов МОР приходится на весенне-зимние месяцы года из-за усиливающегося влагообразования в масляной емкости букс подшипников при колебаниях температуры воздуха, а

также попадания влаги через зазоры по месту прилегания кожуха в районе средней части оси.

Анализ статистических данных отказов МОП электровозов показывает, что их надёжность выше тепловозных.

### РАСЧЁТ ДАВЛЕНИЙ И АНАЛИЗ УСЛОВИЙ СМАЗЫВАЕМОСТИ В МОП

На электровозах, в отличие от тепловозов, применяется двухсторонняя передача усилия от тягового двигателя к колесной паре, что существенно меняет распределение нагрузок на МОП.

Поскольку ранее оценка давлений в этих подшипниках не проводилась, то был выполнен расчёт, в котором одновременно со статическими учитывались динамические силы, а также реальный угол контакта оси с вкладышем. При этом были приняты следующие допущения: перекоос оси, возникающий от распорной нагрузки, не учитывался; усилия, передаваемые шестернями зубчатым колесам, равны между собой; поверхности контактирующих тел абсолютно гладкие.

Расчёт контактных давлений выполнен с применением теории Г. Герца. Давление на площадке контакта определялось по формуле

$$p = R_0 / 2R_1 \varphi_0,$$

где  $R_1$  - радиус вкладыша;  $R_0$  - нагрузка на единицу длины оси;  $\varphi_0$  - угол контакта оси с вкладышем.

Установлено, что при движении колесно-моторного блока тяговым двигателем вперед удельные нагрузки (давления) в МОП в 1,6 раза превышают удельные нагрузки, которые возникают при движении колесной парой вперед. Увеличение скорости локомотива от 5 до 100 км/ч приводит к снижению давлений от действия статических сил. Но с ростом скорости увеличивается величина динамических нагрузок, что приводит к возрастанию давления от совместного действия статических и динамических сил. При скорости 100 км/ч и максимально допустимом зазоре давления достигают значения равного 50,3 МПа. Эксплуатация МОП с диаметральным зазором "на масло", соответствующим браковочному, приводит к достижению давления, равного 56,3 МПа и несколько превышающего критическое (55 МПа), при котором происходит выдавливание и наволакивание баббитовой заливки. При уменьшении диаметального зазора давление на площадке контакта уменьшается.

Для определения условий смазываемости МОП был проведен расчёт необходимого количества жидкого смазочного материала и определено лабораторным путём подаваемое количество смазки с учетом широкого диапазона температур нагрева и охлаждения от  $+40^{\circ}$  до  $-30^{\circ}\text{C}$ . Установлено, что в МОП не развиваются условия гидродинамического трения; увеличение высоты подъёма смазочного масла и снижение его температуры уменьшает маслоподающую способность фителей в 8-10 раз, а при температуре осевого масла "З", равной  $-25^{\circ}\text{C}$  подача жидкого смазочного материала полностью прекращается. В эксплуатации это приводит к перегреву подшипников, особенно после длительных стоянок.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ И ИХ МОДЕЛИРОВАНИЕ

С целью прогнозирования нагрева МОП и исследования процесса теплопередачи в узлах колесно-моторного блока (КМБ) была разработана математическая модель, в основу которой положены следующие основные предпосылки: процесс теплообмена носит стационарный характер, сумма входящих и выходящих тепловых потоков в узел равна нулю, перепад температур пропорционален произведению теплового потока на тепловое сопротивление.

Исходными данными являются тепловыделение в МОП ( $W_{2,3}$ ), редукторе ( $W_4$ ), роликовых буксах ( $W_{1,5}$ ), тепловые сопротивления узлов системы ( $R_l$ ), скорость ( $V$ ) и сила тяги локомотива ( $F$ ).

Математическая модель для определения искомых температур узлов КМБ, прилегающих к оси колесной пары, построена с учетом распределения в них тепловых потоков, показанных на эквивалентной тепловой схеме замещения (рис. 1), и представлена следующей системой уравнений

$$\begin{aligned}W_1 - Q_1 - Q_2 &= 0; \\W_i - Q_{2i} - Q_{2i+1} - Q_{2i+2} &= 0, \quad i = 2, 3, 4; \\Q_2 R_2 - Q_3 R_3 - Q_1 R_1 &= 0; \\Q_i R_i - Q_{i+1} R_{i+1} - Q_{i+2} R_{i+2} &= 0, \quad i = 3, 5, 7, 9, 11; \\t_i - t_0 &= Q_{2i-1} R_{2i-1}, \quad i = 1, \dots, 7.\end{aligned}$$

НТБ  
ДНУЖТ

Здесь  $Q_{1,3,5,7,9,11,13}$  - потоки тепла, проходящие через сечения корпуса роликовых букс ( $Q_{1,13}$ ), колеса ( $Q_{3,11}$ ), буксы МОП ( $Q_{5,7}$ ), редуктора ( $Q_9$ );  $Q_{2,4,6,8,12}$  - потоки тепла, проходящие через сечения соответствующих участков оси колесной пары между буксой и колесом ( $Q_2$ ), колесом и МОП ( $Q_4$ ), между МОП ( $Q_6$ ), МОП и редуктором ( $Q_8$ ), редуктором и колесом ( $Q_{10}$ ), колесом и буксой ( $Q_{12}$ );  $R_{2,4,6,8,10,12}$  - сопротивление передвижению потоков тепла через участки оси колесной пары между буксой и колесом ( $R_2$ ), колесом и МОП ( $R_4$ ), между МОП ( $R_6$ ), МОП и редуктором ( $R_8$ ), редуктором и колесом ( $R_{10}$ ), колесом и буксой ( $R_{12}$ );  $R_{1,3,5,7,9,11,13}$  - суммарное сопротивление движению потоков тепла через корпус и с их поверхности в окружающей среде букс ( $R_{1,13}$ ), колес ( $R_{3,11}$ ), МОП ( $R_{5,7}$ ), редуктора ( $R_9$ ).

$t_1$  - температура нагрева узла;  $t_0$  - температура окружающего воздуха.

Для определения температур узлов КМБ была составлена программа решения задачи, реализованная на ЭВМ ЕС 1022.

Предложенная математическая модель и разработанная на её основе программа позволяют использовать широкие возможности численного эксперимента для исследования нагрева узлов КМБ.

В работе моделировались различные условия смазываемости МОП, влияние загрязнения поверхности корпусов, применение металлических и стеклопластиковых корпусов редукторов, а также подшипников с полимерным покрытием поверхности трения.

Выявлено, что наиболее нагретым узлом является МОП со стороны тягового редуктора. Величина нагрева МОП зависит от массы поезда, скорости движения, расчётного подъёма, температуры окружающей среды. Изменение каждого из этих параметров может привести к перегреву МОП. Установлено, что для совокупности вышеперечисленных факторов имеются предельные скорости, ниже которых локомотиву с поездом двигаться длительное время не рекомендуется во избежание перегрева подшипников. Особенно опасен для МОП режим работы, при котором тяговый электродвигатель развивает номинальную мощность. Движение локомотива в этом режиме со скоростью 65 км/ч и менее вызывает перегрев МОП. Это подтверждает и опыт эксплуатации этих подшипников. Тепловую нагруженность узлов увеличивает загрязнение поверхности корпусов, применение в тяговых редукторах корпусов из стеклопластика и нанесение на поверхность

трения МОП полиамидного слоя (напрона). Так при работе тягового электродвигателя с мощностью 200 кВт и загрязнении корпуса с толщиной слоя  $1 \cdot 10^{-3}$  м температура увеличивается на  $15^{\circ}\text{C}$ , в МОП с полиамидным покрытием толщиной  $0,1 \cdot 10^{-3}$  м на  $20^{\circ}\text{C}$ , в редукторе из стеклопластика на  $25^{\circ}\text{C}$ .

В настоящее время Новочеркасский электровозостроительный завод перешёл на применение металлических кожухов тягового редуктора вместо стеклопластиковых. Рост теплонагруженности МОП приводит к их быстрому износу, что подтверждается результатами испытаний магистральных тепловозов, оборудованных опытными вкладышами с полиамидным покрытием толщиной  $0,3-0,6 \cdot 10^{-3}$  м, проведенных А.И. Боллевым. Выявлено, что капронбвое покрытие полностью изнашивается через 40-80 тыс. км пробега.

Установлено, что при  $L/R \leq 1$ , где  $L$  - длина рассматриваемого участка,  $R$  - радиус оси в рассматриваемой точке, нагрев тягового редуктора и близлежащего МОП, редуктора и рядом расположенной буксы колесной пары в значительной мере определяется количеством тепла, выделяемого в обоих узлах. Однако при  $L/R \geq 2$  влияние МОП друг на друга незначительно.

Результаты исследований процесса теплообмена показали достаточную точность предлагаемой методики. Средняя погрешность в определении температур узлов КМБ не превышает 7 %.

При анализе работы МОП установлено, что подшипники работают при недостаточной подаче смазки, в результате чего возникает их повышенный износ и большое количество отказов, возникающих из-за перегрева. Поэтому для улучшения работы МОП без переделки конструкции их смазочных устройств необходимы меры по улучшению процесса смазывания.

В технике известны способы улучшения работы подшипников скольжения за счёт повышения масляемкости поверхности трения. Это достигается применением специального микрорельефа, осуществленного, например, вибронакатыванием. Микроканавки, выполняя роль масляных резервуаров, удерживают на поверхности трения вкладышей значительно большее количество смазки, чем гладкая, не давая ей полностью выдавливаться в торцы. Такие искусственно созданные резервуары для масла способствуют восстановлению смазочной пленки и более равномерному ее расположению по поверхности, предотвращают образование горячих зон в отдельных пятнах контакта и этим устраняют появление разрыва масляной пленки.

Микроканавки улучшают прирабатываемость подшипников. Впоследствии по мере износа поверхности трения они стираются и исчезают.

В работе предложено наносить на трущиеся поверхности вкладышей МОП макроканавки (см. рис. 2), которые имеют большие размеры, чем микроканавки (на несколько периодов). Макроканавки обладают существенными преимуществами: они содержат большой запас смазки, могут длительно работать не затягиваясь и не исчезая при износе вкладышей, служат сборниками для продуктов износа и других посторонних включений в масле, несколько снижают расход масла и металла.

Важным является и тот факт, что макроканавки улучшают работу подшипников в период пуска и остановок, при воздействии динамических нагрузок, при разжижении смазки.

Таким образом, возникла необходимость в исследовании условий работы МОП с макроканавками, размеры которых в несколько раз превышают микроканавки, поскольку физические процессы, протекающие в них имеют существенные различия.

#### ОЦЕНКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ В ПОДШИПНИКЕ С МАКРОКАНАВКАМИ, РАБОТАЮЩЕМ ПРИ ПОЛУЖИДКОСТНОЙ СМАЗКЕ

Для оценки величин, характеризующих гидродинамические явления в цилиндрических подшипниках с макроканавками, а именно: несущей способности (подъемной силы) макроканавок, чисел оборотов, при которых возможно всплытие оси колесной пары, рационального угла скоса макроканавки, скорости и направления движения масла по макроканавке, было использовано уравнение Рейнольдса, с помощью которого получены следующие выражения:

- для определения подъемной силы (несущей способности) макроканавок:

$$P = \frac{2}{3} \frac{\mu \omega r l^2 \nu c c_0}{h_f^2} \frac{\sin[(i+1)\theta/2] - \sin \theta/2}{2 \sin(\theta/2)}, \quad (1)$$

где  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости;  $\omega$  - угловая скорость вращения оси колесной пары;  $r$  - радиус вала подшипника;  $l$  - суммарная длина гладкой площадки и половины длины макроканавки,

см. рис. 2;  $\theta$  - ширина макроканавки;  $l$  - количество макроканавок;  $h_1$  - величина всплыва;  $C, C_0$  - коэффициенты, характеризующие конечность длины подшипника;  $\theta$  - угол наклона вектора подъёмной силы  $P$  к оси симметрии, проходящей через середину площади контакта;  $\theta = (l/r) \cdot (180/\pi)$ ;  $t$  - расстояние между осями макроканавок (шаг).

- для определения частоты вращения вала  $n$ , при которой возможно всплытие вала на величину  $h_1$

$$n = \frac{30 h_1^2 N C_1}{\mu r l^2 v c c_0} \frac{2 \sin(\theta/2)}{\sin[(i+1)\theta/2] - \sin(\theta/2)} \quad (2)$$

где  $C_1$  - коэффициент, характеризующий несущую способность подшипника  $C_1 = 0,94$ ;  $N$  - нагрузка, действующая на подшипник.

- для определения рационального угла скоса макроканавки, при котором подъёмная сила  $P$  имеет максимальное значение

$$\alpha = \varphi_{0a} \frac{h_1}{K l} \quad (3)$$

где  $\varphi_{0a}$  - определяется из условия достижения максимального давления в смазочном слое;  $K l$  - половина длины макроканавки.

- для определения скорости движения частицы  $U$  по макроканавке:

$$U = v \left\{ \pm (y^2 - h y) \frac{3 K_1 [\lambda (2 + K_1) - 1]}{h^2 (2 + K_1) (1 + \lambda K_1)^3} + \left( 1 - \frac{y}{h} \right) \right\} \quad (4)$$

где  $v$  - линейная скорость движения точек на поверхности оси коленной пары;  $y$  - расстояние от поверхности подшипника до точки, в которой определяется скорость;  $h$  - толщина смазочного слоя в рассматриваемом сечении;  $\lambda$  - относительная длина,  $\lambda = X/Kl$ ;

$X$  - расстояние от начала макроканавки до рассматриваемой точки;  $K_1 = (h_2 - h_1)/h_1$  - отношение глубины макроканавки к величине всплыва;  $h_2$  - величина, учитывающая глубину макроканавки и всплытие вала. Знак минус соответствует движению по суживающейся, плюс - расширяющейся части макроканавки.

Анализируя выражение (4), находим, что при движении смазочного масла по суживающейся части макроканавки область противотока может возникнуть при значениях  $K_1 \geq 0,5$ , а для расширяющейся части при  $K_1 \geq 1$ . Следовательно, для подшипников, работающих в усло-

виях жидкостного трения, использование канавок нерационально, так как они в этом случае способствуют возникновению вихревого движения и тем самым ухудшают работу последних.

Для МОП, которые работают в режиме полужидкостной смазки, канавки играют положительную роль. Возникновение вихрей при  $K_f > 0,5$  снижает расход смазки и улучшает теплообмен в подшипнике, что обусловлено интенсивной передачей тепла стенкам подшипника и более равномерным распределением его по поверхности.

Уменьшение расхода жидкого смазочного материала играет существенную роль в процессе улучшения смазывания при недостатке его подачи.

Оценка несущей способности макроканавок подшипника показала, что её величина не способна создать всплывание вала, а частота его вращения обычно в несколько десятков раз ниже той, при которой может произойти разделение поверхностей, имеющее место при гидродинамическом трении.

Величина оптимального угла скоса  $\alpha$  весьма мала и составляет  $0,01-0,001^\circ$ . Длина такой макроканавки становится соизмеримой с длиной окружности самого подшипника, что практически выполнить невозможно.

Следовательно, гидродинамический эффект, возникающий в макроканавках, можно не учитывать.

При кратковременных перегревах вкладышей смазочное масло дополнительно поступает из макроканавок на поверхность трения в связи с неодинаковыми коэффициентами теплового расширения масла

$\beta_M$  и металла подшипника  $\beta_B$ . Толщина масляной пленки при этом увеличивается на величину

$$\Delta h = \frac{\sum V}{S_0} (\beta_M - \beta_B) \left\{ \frac{t_B}{\gamma} [1 - \exp(-h_K \gamma)] - t_0 h_K \right\}, \quad (5)$$

где  $\sum V$  - суммарный объем макроканавок;  $t_B$  - температура подшипника;  $\gamma$  - коэффициент, характеризующий материал трущихся пар;  $h_K$  - глубина макроканавок;  $t_0$  - температура окружающей среды.

Количество смазочного материала, выделяемого из макроканавок при перегревах, достаточно для предотвращения схватывания трущихся поверхностей подшипника.

НТБ  
ДНУЖТ

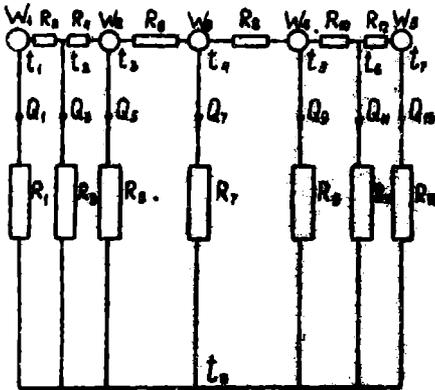


Рис. 1. Приведенная эквивалентная тепловая схема колесно-моторного блока.

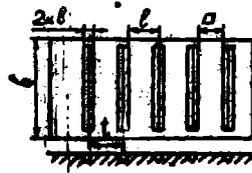


Рис. 2. Вид поверхности вкладыша с макроканавками.

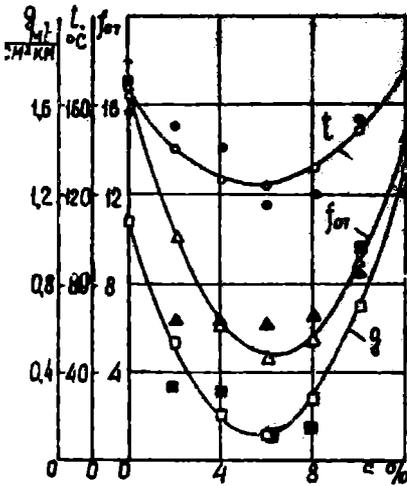


Рис. 3. Зависимость температуры, коэффициента трения и износа образцов от площади, занимаемой макроканавками;  
 $p = 4,9 \text{ МПа}$ ;  $v = 5,24 \text{ м/с}$

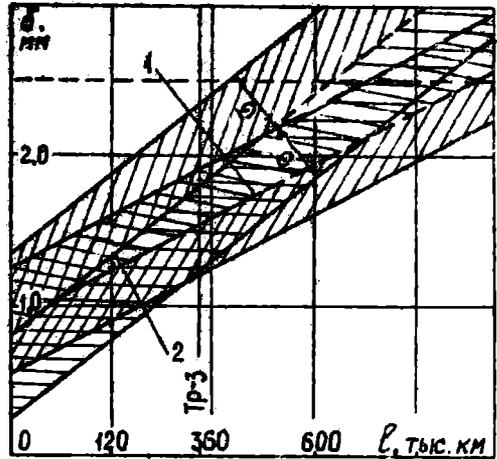


Рис. 4. Результаты эксплуатационных испытаний электровозов: 1 - износ опытных МОП; 2 - износ контрольных МОП.

НИИ  
ДНУЖТ

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАКРОКАНАВОК

Величина площади, занимаемая макроканавками, определяется с учетом изменения силы трения  $F$  смазочных поверхностей по Боудену и Тейбору

$$F = S_0 [\alpha \tau_M + (1 - \alpha) \tau_L], \quad (6)$$

где  $S_0$  - площадь, несущая нагрузку;  $\alpha$  - доля площади, на которой произошло разрушение граничной пленки;  $\tau_M$  - сопротивление срезу более мягкого металла в зоне контакта;  $\tau_L$  - сопротивление сдвигу граничной пленки смазочного материала.

При недостаточной подаче смазочного масла в подшипник сила трения в нем может содержать три составляющих:

$$F = F_1 + F_2 + F_3, \quad (7)$$

где  $F_1, F_2, F_3$  - составляющие силы трения, развивающиеся соответственно на участках поверхности трения с граничной и жидкостной смазкой, и на участках, где мономолекулярный слой деформирован. Используя выражение (7), получим

$$F = \tau_1 (S_0 - K'_1 S_0 - \Gamma S_0) + \tau_2 (K'_1 + \Gamma) S_0 + \tau_3 K_1'^2 S_0 \quad (8)$$

где  $\tau_1$  - тангенциальное сопротивление при граничной смазке;

$\tau_2$  - тангенциальное сопротивление при жидкостной смазке;  $\tau_3$  - сопротивление срезу более мягкого материала пары трения;  $S_0$  - номинальная площадь контакта пары трения;  $K'_1$  - отношение площади занятой макроканавками к номинальной площади поверхности трения;

$\Gamma$  - отношение площади, занятой смазочными дорожками, возникающими при поступлении смазки из макроканавки, к площади номинальной поверхности трения  $S_0$ ;

Из выражения (8) находим величину коэффициента трения

$$f = \frac{\tau_1 S_0}{N} (1 - K'_1 - m K'_1) + \frac{\tau_2 S_0}{N} (K'_1 + m K'_1) + \frac{\tau_3 S_0}{N} K_1'^2, \quad (9)$$

где  $N$  - нагрузка, действующая на подшипник;  $m = l_1 / 2k\ell$ ;

$l_1$  - длина участка смазывания, образованного смазочными дорожками при выходе смазки из макроканавки;  $2k\ell$  - длина макроканавки.

НТБ  
ДНУЖТ

Дифференцируя уравнение (9) по  $K_1'$  и приравнявая производную нулю, а также подставляя значение  $1+m = 1/K_1'$ , находим рациональную долю площади, занимаемую макроканавками

$$K_1' = \sqrt{\frac{\tau_1 - \tau_2}{2\tau_3}}$$

Найденное значение доли площади  $K_1'$ , занимаемой макроканавками, следует считать наиболее выгодным, так как оно обеспечивает минимальную силу трения поверхности с макроканавками.

Глубину макроканавки выберем из предельно допустимой величины диаметрального зазора "на масло", характеризуемой нарастающим износом. Ее должно хватить на весь срок службы МПП от ТРЗ до ТРЗ. Поэтому она принимается равной  $1,5 \cdot 10^{-3}$  м при предельной величине зазора равной для тепловозов  $2,5 \cdot 10^{-3}$  м для электровозов  $2 \cdot 10^{-3}$  м. При определении ширины макроканавки учитываем возможность её затягивания. Так для бронзовых подшипников, применяемых на тепловозах этот эффект минимален, а на электровозах, которые имеют баббитовую заливку, ярко выражен. Следовательно, ширина макроканавок на тепловозных вкладышах равняется  $7 \cdot 10^{-3}$  м, электровозных  $10^{-2}$  м. Макроканавки не должны выходить за габаритные размеры номинальной поверхности трения, т.к. это вызывает утечку смазки в торцы.

Далее рассчитываем количество макроканавок. При этом экспериментальными величинами следует считать  $\tau_1$  и  $\tau_2$   $\tau_3$  - являющаяся характеристикой прочности материала поверхности трения и находится из справочных таблиц.  $f_0$  - коэффициент трения образца без макроканавок (гладкого) в вал для конкретных условий эксплуатации данного узла. Коэффициент трения  $f_0$  гладкого образца определяется по данным стандовых испытаний

Расчёт величин  $\tau_1$  и  $\tau_2$  проводится по формулам:

$$\tau_1 = \frac{N}{S_0} f_0, \quad \tau_2 = \frac{M V}{h_0}$$

Количество макроканавок находится из выражения

$$z = \frac{K_1' S_0}{S_k}$$

где  $S_k$  - площадь одной макроканавки;  $K_1'$  - рациональное значение площади, занимаемой макроканавками, выраженное в долях.

Расстояние между осями макроканавок (шаг) равно:

$$t = \frac{\pi D S_k}{K_1' S_n}$$

где  $D$  - диаметр подшипника.

НТБ  
ДНУЖТ

Длина гладкой (опорной) площадки между макроканавками

$$a = t - 2kl,$$

где  $t, a, 2kl$  - показаны на рис. 2.

### РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Достоверность предложенной модели процесса смазывания поверхности трения с макроканавками проверялась при стендовых испытаниях. Учитывая сложность выполнения испытаний на натурной объекте, опыты проводились на разработанной автором установке с соблюдением основных критериев, применяемых при физическом моделировании. При этом удельная нагрузка, линейная скорость скольжения, материал вкладыша и образца, смазочное масло и шероховатость для натурального образца и модели принимались одинаковыми. Парами трения служили вал из осевой стали и образцы вкладышей из бронзы ОЦ4-4-Г7 и баббита Б16. Смазочный материал (осевое масло) подавался в зону трения фитилем. При проведении испытаний определялись следующие зависимости: температура на поверхности трения, относительный коэффициент трения, износ. Вид образца с макроканавками представлен на рис. 2. Результаты стендовых испытаний, отраженные на рис. 3, показали, что увеличение количества макроканавок, а следовательно, площади занимаемой ими, приводит к снижению износа, температуры и коэффициента трения. Минимальное значение этих параметров достигается при  $K_1' = 4-8\%$ . Дальнейшее увеличение площади, занимаемой макроканавками, приводит к росту этих параметров. Следовательно, найденный теоретическим и опытным путем процент площади можно считать рациональным, так как при этом износ, коэффициент трения и температура минимальные. Расхождение теоретических и экспериментальных данных при определении  $K_1'$  не превышает 16%.

### ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ПРОВЕРКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ МОП С МАКРОКАНАВКАМИ

Эксплуатационная проверка работоспособности МОП с макроканавками проводилась на Северо-Кавказской и Горьковской железных дорогах в локомотивных депо Гудермес, Красноуфимск. Арзамас (на

8-ми тепловозах) и Кавказская (на 5-ти электровозах).

Для сравнительной оценки работы опытных и серийных (существующих) МОП одна тележка на локомотиве оставалась без изменения, а вторая оборудовалась опытными вкладышами с макроканавками.

Обработка статистических данных по замерам диаметральных вазоров "на масло" в МОП электровозов методом корреляционного анализа позволила получить следующие выражения регрессии (рис.4):

для опытных подшипников  $\delta_0 = 0,002 \cdot 10^{-3} l + 0,832$ ;

для контрольных подшипников  $\delta_k = 0,004 \cdot 10^{-3} l + 0,782$ .

Графики, построенные по уравнениям регрессии (на рис.4), показали, что износ вкладышей с макроканавками при пробеге электровоза 380 тыс км меньше износа серийных вкладышей в 1,6 раза.

Тепловозы с опытными МОП за время испытаний совершили пробег от текущего ремонта ТР-3 до текущего ремонта ТР-3. За время испытаний отказов колесно-моторных блоков с опытными МОП по причине перегрева не было, в то же время на КМБ с контрольными вкладышами, оставленными на этих же электровозах без изменения, было выкачено от 1 до 3 тяговых электродвигателей по причине задира МОП.

Согласно указанию ЦТ МПС № ЦТтеп-66 в настоящее время производится постановка вкладышей МОП с макроканавками на 80 локомотивах из них на 40 тепловозах ТЭ3 и 20 электровозах ВЛ 60 на Северо-Кавказской и на 20 тепловозах 2ТЭ10М на Горьковской железной дороге.

Для нанесения рационального макрорельефа на вкладыши подшипников спроектировано и изготовлено соответствующее приспособление.

Дополнительным мероприятием по повышению надежности МОП тепловозов явилась разработка конструкции буксы МОП с постоянным уровнем смазки. Проведенные эксплуатационные испытания показали, что опытные буксы могут эксплуатироваться с пробегом 15-20 суток без промежуточных заправок на ТО2.

Годовой экономический эффект от применения МОП с макроканавками составил на Северо-Кавказской железной дороге 35 тыс.руб. по Горьковской железной дороге 30 тыс.руб. в год.

НТБ  
ДНУЖТ

## ВЫВОДЫ

1. Анализ эксплуатационных данных и условий работы МОР выявил факторы, снижающие надежность подшипников.

Выполненное исследование позволяет существенно повысить надежность МОР, работающих при полужидкостной смазке, путем создания специального маслосъемного рельефа, имеющего рациональное количество макроканавок.

2. В диссертации разработана методика исследования работы МОР, в том числе:

- предложен уточненный способ расчета давлений в МОР электровозов, в котором учтены динамические нагрузки, возникающие в эксплуатации и реальные значения углов контакта вкладыша с осью;

- построена математическая модель, позволявшая определять изменение параметров тепловых процессов протекающих в МОР и смежных с ними теплонагруженных узлов. Составлены алгоритмы и программа решения этой задачи с помощью ЭВМ ЕС-1022;

- определены производительности маслоподающих устройств букс МОР разных типов в широком диапазоне температур смазочного масла от + 40° до -30°С;

- предложен инженерный способ выбора рациональных параметров рельефа поверхности трения МОР.

3. На основе разработанной методики определены нагрузки, воздействующие на МОР, установлена величина нагрева узлов колесно-моторного блока, проанализированы условия смазываемости подшипников с учётом температуры окружающей среды и влияния конструктивных факторов, дано теоретическое обоснование и математическая модель процесса смазывания подшипников с макроканавками.

4. В результате исследований получены следующие данные по работе МОР:

- режим движения электровоза тяговым двигателем вперед является наиболее тяжелым. Давления при зазоре  $2,5 \cdot 10^{-3}$  м и скорости 100 км/ч достигают критического значения, при котором возможно выдавливание и наволакивание баббитовой заливки. Несоблюдение технологии ремонта и требований эксплуатации способствует появлению давлений, превышающих критическое;

- движение локомотива со скоростью, не превышающей 65 км/ч, при работе тяговых двигателей на номинальной мощности вызывает

5105a

перегрев МОП. Этот же результат получается при загрязнении обдуваемой поверхности, повышении температуры окружающей среды:

- реализуемый в МОП режим полужидкостной смазки при увеличении высоты подъема смазочного материала и снижение температуры осевого масла приближается к режиму граничного трения. Установлено, что маслоподача при этом уменьшается в 8-10 раз и полностью прекращается при достижении температуры - 25°C.

5. Полученные аналитические зависимости, а также результаты стендовых испытаний показали, что в подшипниках, работающих при полужидкостной смазке, наличие макроканавок не приводит к созданию условий жидкостного трения. Расчётным путем найдено, что несущая способность (подъемная сила), подшипников с макроканавками при практически выполнимых углах скоса, не создает опасности оски.

6. Установлено, что рациональная площадь, занимаемая макроканавками, составляет 4-8 % от номинальной поверхности трения. Реализация предложенного рельефа способствует равномерному распределению и удержанию смазки на поверхности трения подшипника, локализует участки перегрева и создает приращение смазочной пленки за счет выделения ее из макроканавок, улучшает теплоотвод. При этом уменьшается износ и коэффициент трения, снижается температура вала и вкладыша в 1,5 - 2 раза.

7. Достоверность проведенных расчетов подтверждается:

- хорошим совпадением расчетных и экспериментальных данных при определении рациональной площади макроканавок. Ошибка не превышает 15 %:

- удовлетворительной сходимостью результатов расчета при определении температур в МОП в сравнении с эксплуатационными испытаниями. Погрешность не более 7 %.

8. Разработанная технология нанесения на поверхность трения МОП макроканавок повышает надежность подшипниковых узлов, работающих при полужидкостной смазке.

9. Эксплуатационные испытания МОП с макроканавками на Северо-Кавказской и Горьковской железных дорогах показали их высокую надежность, а также снижение износа (например, для электровозов в 1,6 раза) при пробеге локомотива от ТРЗ до ТРЗ, что позволило работать локомотивам до текущего ремонта без отказов.

Годовой народнохозяйственный экономический эффект от внедрения результатов исследований на Северо-Кавказской железной дороге составляет 35 тыс.руб., на Горьковской железной дороге - 30 тыс.руб.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ  
ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Малоземов Н.А., Шапошников Г.В. Расчет нагрузок от статических сил в моторно-осевых подшипниках электровозов. - В кн.: Вопросы надежности и повышения эффективности эксплуатации и ремонта подвижного состава: Сб. научн. тр. Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та Ростов-на-Дону, 1976, вып. 128, с. 66-68.

2. Малоземов Н.А., Шапошников Г.В. Расчет нагрузок от динамических сил в моторно-осевых подшипниках электровозов ВЛ60. - В кн.: Вопросы надежности и повышения эффективности эксплуатации и ремонта подвижного состава: Труды Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та - Ростов-на-Дону, 1976, вып. 128, с. 68-74.

3. Малоземов Н.А., Шапошников Г.В., Кулименко В.Н. Исследование фитильной маслоподдачи. - В кн.: Вопросы надежности и повышения эффективности эксплуатации и ремонта подвижного состава: Труды Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та - Ростов-на-Дону, 1977, вып. 138, с. 34-37.

4. Шапошников Г.В. Исследование работы моторно-осевых подшипников локомотивов при ограниченной подаче смазки. - В кн.: Вопросы надежности и повышения эффективности эксплуатации: Труды Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та, - Ростов-на-Дону, 1977, вып. 138, с. 62-73.

5. Шапошников Г.В. Исследование работоспособности упорных подшипников скольжения при ограниченной подаче смазки. - В кн.: Вопросы надежности и долговечности зубчатых передач и подшипников подвижного состава: Межвуз. темат. сб. Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та. - Ростов-на-Дону, 1977, вып. 140, с. 94-98.

6. Шапошников Г.В. Повышение надежности моторно-осевых подшипников локомотивов. - В кн.: Вопросы надежности и повышения эффективности эксплуатации и ремонта подвижного состава Межвуз. темат. сб. Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та. - Ростов на-Дону, 1977, вып. 140, с. 94-98.

7. Шапошников В.А., Шапошников Г.В. Анализ качества ремонта тепловозов. В кн.: Вопросы надежности и повышения эффективности эксплуатации и ремонта подвижного состава: Труды Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та. - Ростов-на-Дону, 1974, вып. 105, с. 45-53.

НИИ  
ДНУЖТ

8. Шапошников В.А., Шапошников Г.В. Оптимальные параметры поверхности трения с макроканавками. В кн.: Вопросы надежности и повышения эффективности эксплуатации и ремонта подвижного состава: Межвуз. темат. сб. Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та. - Ростов-на-Дону, 1981, с. 30-32.

9. Шапошников В.А., Шапошников Г.В. Прогнозирование тепловых явлений в моторно-осевых подшипниках. - В кн.: Повышение качества ремонта подвижного состава: Межвуз. темат. сб. Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та. - Ростов-на-Дону, 1983, с. 26-31.

10. Шапошников Г.В. Выбор оптимального рельефа поверхности трения с целью повышения ее долговечности. - В кн.: Повышение качества ремонта подвижного состава: Межвуз. темат. сб. Ростовск. ин-та инж. ж.-д. тр-та. - Ростов-на-Дону, 1983, с. 70-73.

11. Шапошников В.А., Шапошников Г.В. Улучшение работы моторно-осевых подшипников. - В кн.: Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности: Тез. докл. Всесоюз. научно-техн. конф., т. 2 - Ворошиловград, 1985, с. 192.

#### ШАПОШНИКОВ ГЕННАДИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ

"Повышение надежности моторно-осевых подшипников локомотивов"

05.22.07 - Подвижной состав железных дорог и тяга поездов.

ПК 54599. 5.08.1987 г. Формат 60x84/16 Объем 1,0 п.л.  
Тираж 100. Заказ № 1158 Бесплатно.

Типография РИИЖТа. 344017, Ростов н/Д, пл. им. Народного  
Ополчения, 2.