

На правах рукописи

ЧЕРМЕНСКИЙ Олег Николаевич

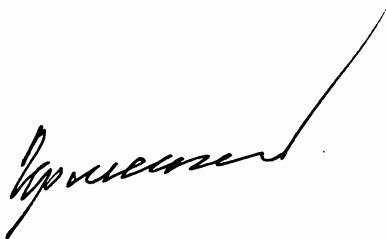
УДК 621.822.8.001.24:539.4

**НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ
КАЧЕНИЯ С УЧЕТОМ ДЕФЕКТНОСТИ МЕТАЛЛА**

Специальность:

05.02.02 - машиноведение и детали машин

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**



Москва 1999

Работа выполнена в ОАО "Московский подшипник" (ГПЗ-1)

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор
Ю. Н. Дроздов,
доктор технических наук, профессор
И. К. Романов
доктор технических наук, профессор
А. И. Станкевич

Ведущее предприятие Институт проблем механики РАН

Защита состоится 16 декабря 1999 г. в 14²⁰ часов на заседании
диссертационного совета «Машиностроение» при Москов-
ском Государственном Техническом Университете им. Н.Э.
Баумана по адресу:

107005, Москва, ул. 2-я Бауманская, д.5

комиться в библиотеке
га

15 дек 1999 г.

экземплярах, заверенны.
ить в адрес Совета.

1564779

ного Совета

>

А. М. Ромашко

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1564779

Черменский О. Н. Несущая оп

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Развитие машиностроения повлекло создание в последнее столетие большого количества разнообразных типов подшипников качения в широком размерном диапазоне. Большинство типов, применяемых в настоящее время, было создано в первой половине этого столетия, значительно опережая появление теоретических основ расчета несущей способности, то есть нагрузки, при которой подшипник может эксплуатироваться необходимое время, не теряя требуемых свойств.

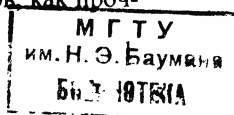
В результате практической деятельности инженеров были отобраны для широкого использования подшипники с рациональными соотношениями размеров. Такой отбор обычно занимает много времени, так как конструкции, первоначально созданные на основе интуиции, часто претерпевают многократные корректировки.

Процесс создания новых конструкций подшипников был бы значительно ускорен, если бы проводились научно-обоснованные расчеты несущей способности, позволяющие с достаточной точностью определять рациональные соотношения размеров их деталей. Однако до сих пор такие методы еще не были разработаны. Из-за этого продолжают создаваться различные изделия, в которых подшипниковые узлы имеют или неоправданно большие габариты или, напротив, заниженные размеры и, соответственно, недостаточную несущую способность.

Отсутствие таких разработок было вызвано следующим. Во-первых, до недавнего времени в научной литературе не появлялось решений соответствующих прикладных задач механики сплошных сред, которые могли бы быть положены в основу расчетов на прочность деталей подшипников. Во-вторых, по прочностным характеристикам закаленных подшипниковых сталей в литературных источниках имелись лишь отдельные результаты единичных испытаний, не позволяющие судить ни о средних их значениях, ни о дисперсии.

Опыт эксплуатации подшипников и результаты исследований ученых показали, что долговечность подшипников существенно зависит от целого ряда факторов, к которым, помимо прочностных свойств, относятся касательные контактные напряжения, металлургическая загрязненность стали неметаллическими включениями, наличие в металле пор и микротрещин и пр.

Таким образом, создание методик расчета несущей способности подшипников, учитывающей влияние таких факторов, как проч-



ностные свойства материала, значение не только нормальных, но и касательных напряжений, уровень металлургической загрязненности металла и содержание в нем различных дефектов является актуальной задачей. Она осложняется тем, что в настоящее время в промышленности, не применяются достаточно объективные методы оценки содержания в стали неметаллических включений, результаты которых можно было бы использовать в таких расчетах.

Целью работы явилась разработка методов расчета несущей способности подшипников качения, в том числе на прочность и долговечность с учетом перечисленных факторов, в том числе дефектности материала.

Научная новизна.

1. В результате проведенного анализа выявлены причины, из-за которых исследователям не удавалось при испытаниях на растяжение сталей, закаленных на высокую твердость, достигать степеней деформации, необходимых для определения стандартных прочностных характеристик.
2. Предложена новая прочностная характеристика - напряжение текучести при предельной нагрузке. Эта характеристика необходима для определения предельной контактной нагрузки, превышение которой приводит к выходу деталей их строя из-за пластической деформации в макрообъемах. Она может быть также использована как новая мера твердости.
3. На основе модели идеального жесткопластического тела получены теоретические решения задач, позволяющие определить несущую способность деталей при различных условиях контактного трения и наличии таких несовершенств в материале, как поры, трещины, неметаллические включения.
4. Разработана методика определения усилия, превышение которой приводит к недопустимым пластическим деформациям в кольцах и телах качения. Она, в частности, может быть использована для расчета минимально необходимой толщины колец роликоподшипников.
5. Разработан новый метод оценки содержания в подшипниковой стали неметаллических включений.
6. Разработан метод расчета контактно-усталостной долговечности, учитывающий прочностные характеристики материала, нормальные и касательные контактные напряжения и результаты оценки содержания неметаллических включений в напряженном объеме металла.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Закономерности изменения прочностных свойств закаленных подшипниковых стале́й от их твердости.
2. Закономерность изменения площадки контакта при появлении пластических деформаций. Способ определения напряжения текучести при предельной нагрузке.
3. Способы определения несущей способности деталей подшипников с различными несовершенствами (поры, трещины, неметаллические включения), разработанные на основе полученных решений задач теории пластичности.
4. Способ определения несущей способности цилиндрических колец подшипников.
5. Принципы расчета контактной долговечности с учетом влияния прочностных свойств материала, нормальных и касательных контактных напряжений, металлургической загрязненности стали неметаллическими включениями.

Практическая ценность и реализация работы:

- * Разработанная методики механических испытаний закаленных на высокую твердость подшипниковых стале́й позволила получить прочностные характеристики, необходимые для расчетов контактной прочности и долговечности.
- * Разработана методика расчета контактной прочности колец и тел качения подшипников.
- * Разработана методика расчета минимально необходимой толщины колец роликовых подшипников.
- * Разработан метод оценки загрязненности подшипниковых стале́й неметаллическими включениями, позволяющий определить вероятность появления в единице объема металла включений различных размеров.
- * Разработан метод расчета контактно-усталостной долговечности с учетом прочностных свойств металла, нормальных и касательных контактных напряжений, металлургической загрязненности стали неметаллическими включениями. Он позволяет получить расчетом распределение долговечностей в вероятностном аспекте и, благодаря этому, рассчитать надежность подшипников.
- * Материалы исследований использованы при создании следующих документов Госстандарта:
 1. Методические указания. Надежность в технике. Методы испытаний на контактную усталость.

2. ГОСТ 25.501-78. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на контактную усталость.
3. ГОСТ 25.503-80. Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на сжатие.
4. Р 50-54-30-87. Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на контактную усталость. Рекомендации.
5. Р 54-262-89. Расчеты и испытания на прочность. Методы оптимизации форм поверхностей качения деталей машин, работающих при контактном нагружении. Рекомендации.
6. ГСССД Р 247-87. Таблицы рекомендуемых справочных данных. Стали подшипниковые ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ. Механические и физические свойства в состоянии поставки и в термически обработанном состоянии.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции "Расчеты и испытания на контактную усталость конструкционных сталей" (Москва, 1984), на Всесоюзной научно-технической конференции "Триботехника машиностроению" (Пушино-на-Оке, 1983), на Всесоюзной научно-технической конференции "Проектирование, изготовление, эксплуатация и диагностика узлов трения в машиностроении" (Рыбинск, 1983), на международном симпозиуме по трибофатике (Гомель, 1993), на 2-м международном симпозиуме по трибофатике (Москва, 1996), на семинаре им. И.В. Крагельского (Москва, ИПМ РАН, 1998).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 36 работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 8 глав и выводов. Изложена на 270 стр., содержит 74 рис., 20 табл. и библиографию, включающую 202 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность диссертационной работы, формулируются цель и задачи, а также основные положения, выносимые на защиту. Объектом исследований явились тяжело нагруженные подшипники, у которых эксплуатационные нагрузки вызывают появление микропластических деформаций, приводящих в процессе работы к изменениям размеров поверхностей

качения, но не вызывают потери работоспособности до возникновения усталостного выкрошивания (питтинга).

В первой главе рассмотрены принципы расчетов контактной прочности на основе идеализированных моделей материала. Отмечается, что в литературных источниках не обнаружено данных о необходимых для таких расчетов прочностных характеристиках закаленных на высокую твердость подшипниковых сталей. Дается понятие о предельной нагрузке применительно к закаленным сталям. При этой нагрузке материал переходит из упругого в пластическое состояние, в результате чего возникает макропластическое течение. Под макропластическим здесь понимается течение материала, происходящее в объеме, характерные размеры которого соизмеримы с размерами площадки контакта. Приводятся данные литературных источников о результатах исследований микро- и макропластических деформаций в деталях из закаленных подшипниковых сталей. Эти данные позволили выявить общие закономерности, связывающие остаточные деформации с контактными напряжениями, твердостью материала и числом циклов нагружения, получить для некоторых случаев распределение напряжений. Отмечается, что формулы для определения предельной нагрузки ранее были получены только для случая, когда контактное трение отсутствует и известны размеры контактной площадки.

Таким образом, в литературных источниках не обнаружено сведений, необходимых для определения предельной нагрузки на кольца и тела качения подшипников, расчетных формул, прочностных характеристик и размеров площадки контакта в момент достижения нагрузкой предельного значения.

Стандартный метод расчета долговечности подшипников, как отмечалось, учитывает, помимо размеров деталей, влияние только одного фактора - эксплуатационной нагрузки. В расчетную формулу входит значение так называемой динамической грузоподъемности - нагрузки, при которой номинальная долговечность равна 1 миллиону оборотов подшипника. Значение динамической грузоподъемности приводится в каталогах подшипниковых заводов. Формулы для ее расчета, ныне действующие, были предложены еще в тридцатые годы. Можно лишь условно считать, что эти формулы осредненно учитывают влияние всех факторов, от которых зависит долговечность подшипников. Отметим, что эти формулы были созданы для подшипников только из стали типа ШХ15.

Фирмой SKF (Швеция) было показано, что основным источником зарождения усталостных повреждений являются неметалли-

ческие включения в подшипниковой стали. Это привело к совершенствованию технологии ее выплавки в направлении уменьшения металлургической загрязненности. Фирмой SKF были также приняты работы по созданию более совершенной методики расчета долговечности, учитывающей и механические свойства стали и влияние металлургической загрязненности. Однако они не были доведены до логического завершения.

Работы, выполненные в ИМАШ РАН, показали, что одним из основных факторов, влияющих на долговечность, является контактное трение, которое может ее снизить на порядок и более. Таким образом, при разработке более совершенной методики расчета долговечности должно быть учтено влияние на нее прочностных свойств подшипниковой стали, ее металлургическая загрязненность и контактного трения.

Вторая глава содержит материалы исследований прочностных свойств закаленных подшипниковых сталей стандартными методами. У подшипников твердость колец и тел качения обычно превышает 60 HRC. При такой твердости испытания на растяжение сопряжено с большими трудностями, так как образцы часто разрушаются еще в упругой области. Этим объяснялось почти полное отсутствие в литературных источниках данных о прочностных характеристиках закаленных подшипниковых сталей.

Показано, что результаты испытаний на кручение и изгиб не могут служить в качестве исходных данных при расчете колец и тел качения на прочность. Показано также, что предложенные некоторыми исследователями методы определения прочностных свойств по результатам испытаний твердости также не могут быть использованы для указанных целей, так как нет методики оценки получаемой при этом значения ошибки.

Основными причинами, вызывающими разрушение образцов при испытаниях на растяжение, являются наличие у них упрочненного при шлифовании поверхностного слоя, а также образование при испытаниях пластического шарнира из-за несоосности зажимов для крепления головок образцов испытательной машины.

В результате устранения этих причин, был испытан ряд партий образцов (по 15-20 шт.) из сталей ШХ15, ШХ15-Ш (электрошлаковый переплав), ШХ15-ШД (электрошлаковый с последующим вакуумно-дуговым переплавами) термообработанных по стандартным режимам (закалка от 840°C, отпуск при 150° С) на твердость 63...64 HRC, с получением стандартных характеристик - условных пределов упругости $\sigma_{0,05}$ и текучести $\sigma_{0,2}$, временного сопротивления

σ_b . Кроме того, были получены и нестандартные характеристики вида σ_0 , $\sigma_{0,01}$, $\sigma_{0,3}$ и т.п. (нижний индекс указывает значение относительного удлинения). Распределения этих значений оказались близкими нормальному.

Кроме того, были испытаны образцы, подвергнутые отпуску при более высоких температурах, применяемых при производстве подшипников для эксплуатации при повышенных температурных режимах. После измерения у этих образцов твердости были получены зависимости от этой величины прочностных характеристик. Оказалось, что все приведенные прочностные характеристики имеют максимум при твердости приблизительно равной 58 HRC₃, полученной в результате отпуска при 250°C.

Наличие максимума у прочностных характеристик стали ШХ15, подвергнутой отпуску при 250° С объяснено следующим. Сталь ШХ15, закаленная от 850° С и отпущенная при 150° С, содержит около 6 - 12 % остаточного аустенита, остальное - скрытокристаллический мартенсит. Аустенит менее прочен. При повышении температуры отпуска количество остаточного аустенита уменьшается и прочность металла увеличивается. Отпуск при 250° С приводит практически к полному превращению аустенита в мартенсит. Снижение прочностных характеристик при дальнейшем повышении температуры отпуска происходит из-за разупрочнения мартенсита вследствие диффузионных процессов, сопровождающихся выделением из него углерода.

По приведенной выше методике были также испытаны на растяжение образцы из закаленных подшипниковых сталей ШХ15СГ, ШХ20СГ, 110Х18М-ШД и 95Х18-Ш (коррозионно-стойких), 8Х4В9Ф2-Ш (ЭИ 347) и 8Х4М4В2Ф1-Ш (ДИ 43) (тепло-прочных). У этих сталей прочностные характеристики, соответствующие малым степеням деформации, также оказались более высокими при повышенных температурах отпуска.

Ряд испытаний было продублировано с использованием других плавок сталей. Их прочностные характеристики оказались практически идентичными. Следует отметить, что при приблизительно одинаковой твердости их значения у разных сталей отличались весьма существенно. Например, значение $\sigma_{0,01}$ у стали 8Х4МВ2Ф1-Ш оказалось более высоким, чем у стали ШХ15 на 40 %.

Кроме испытаний на растяжение были проведены также испытания на сжатие. Преимущество испытаний на сжатие - возможность достижения остаточных деформаций на порядок превышающих полученных при испытаниях на растяжение.

Было обнаружено несовпадение зависимостей $\sigma=f(\epsilon)$, полученных растяжением и сжатием образцов из закаленной стали ШХ15, которое объясняется различной склонностью к аустенитно-мартенситным превращениям при деформировании. После полного превращения в результате деформации аустенита в мартенсит эти зависимости должны соединиться и далее совпадать.

Полученные в результате работы прочностные характеристики закаленных подшипниковых сталей включены в Таблицы справочных данных Госстандарта. Методика испытаний закаленных сталей на сжатие использована при разработке ГОСТ 25.503-80.

Глава 3 посвящена разработке метода определения напряжения текучести при предельной нагрузке. Исследованиями А.В. Орлова и С.В. Пинегина показано, что при увеличении контактной нагрузки сначала у деталей подшипника не обнаруживается каких-либо изменений формы. После превышения нагрузкой некоего значения P_0 появляются микропластические деформации, которые по мере увеличения числа циклов нагружения накапливаются, но не приводят к существенным изменениям формы деталей и подшипник остается работоспособным.

Характер кривых упрочнения, полученных в результате испытаний закаленных подшипниковых сталей на растяжение, позволил предположить, что при превышении контактным напряжением некоторого уровня материал должен вести себя близко к свойственному идеально жесткопластическому телу, так как их наклон к оси деформаций (ϵ) при увеличении напряжения (σ) интенсивно уменьшается. Превышение этого уровня напряжений должно вызвать появление макропластических деформаций, при работе подшипника неприемлемых, так как они приводят к изменению размеров дорожек качения и резкому повышению температуры. Нагрузка, при которой достигается этот уровень напряжений, называется предельной (P^*). По значению P^* и размерам контактной площадки можно определить среднее контактное напряжение σ_n^* и затем, используя решения соответствующих задач теории пластичности, определить значение пластической постоянной k^* , соответствующее предельной нагрузке. Используя значение k^* , можно определить предельную нагрузку на тела качения и кольца подшипников различной формы.

В экспериментах по определению предельной нагрузки использовали плоские образцы из стали ШХ15 толщиной 10 мм, закаленные и отпущенные на различную твердость в пределах 40...66 HRC, с шероховатостью поверхности $R_a < 0,16$ мкм. Кроме того, применяли образцы из некоторых других металлов.

В качестве цилиндрического индентора использовали стандартный ролик подшипника длиной 16 и диаметром 10 мм с твердостью 64 HRC₃ (для образцов с меньшей твердостью). Сферическим индентором служили шарики диаметром 10 или 15 мм из стали ШХ15 или твердого сплава 8К-8.

В процессе экспериментов инденторы вдавливали в плоские образцы при различных нагрузках. Перед вдавливанием на образцы наносили сажу. После снятия нагрузки по сажевому отпечатку определяли ширину и диаметр площадки контакта. В ряде случаев размеры пластического отпечатка измеряли также профилографированием. Иногда образцы вместо сажи покрывали гальваническим способом медью или черным хромом. Толщина покрытия составляла около 1 мкм. Отражательная способность отпечатков при этих покрытиях достаточно хорошо отличалась от общего фона.

Результаты экспериментов по вдавливанию цилиндрического индентора (боковой поверхностью) в плоские образцы из закаленной стали ШХ15 с твердостью, равной или превышающей 60 HRC₃, показали следующее. После превышения нагрузкой P некоего значения P_0 появляется пластическая деформация. Однако размеры отпечатка остаются близкими к определяемым по герцевской зависимости для идеально упругих тел.

Зависимость ширины отпечатка $2b$ от нагрузки P для идеально упругих тел:

$$2b = \{8Pd[(1-\mu_1^2)E_1^{-1} + (1-\mu_2^2)E_2^{-1}]\pi l\}^{0,5} \dots\dots\dots (1)$$

где μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона материалов образца и индентора,

E_1, E_2 - модули упругости материалов образца и индентора,

d, l - диаметр и длина цилиндрического индентора.

После превышения нагрузкой значения P^* экспериментальные значения $2b$ превосходили определяемых по зависимости (1). Поэтому значение P^* идентифицировали с предельной нагрузкой. Эксперименты показали, что при $P=P^*$ глубина пластических отпечатков на 2-2,5 порядка меньше ширины контактной площадки. Это обстоятельство позволяет применить для расчета пластической постоянной k^* , соответствующей предельной нагрузке, решения Прандтля или Хилла для начального момента внедрения плоского штампа в полупространство. Углы поворота линий скольжения от свободной поверхности до контактной в этих теоретических решениях и в случае, когда имеется такая неглубокая вмятина, будут отличаться не более чем на $0,0025\pi$. В соответствии с этими решениями

$$2k^* = P^*/(1+\pi/2)2bl = P^*/2,57 \cdot 2bl,$$

где $2b$ и l - соответственно ширина и длина площадки контакта.

Аналогичная по характеру зависимость была получена в результате экспериментов по вдавливанию сферического индентора диаметром 10 мм из сплава ВК-8 в образцы из стали ШХ15 закаленные и отпущенные на различную твердость в пределах 54...65 HRC₂. При $P=P^*$ глубина пластических отпечатков на всех образцах была на два порядка меньше диаметра индентора. Учитывая это, пластическая постоянная подсчитывалась как для плоского индентора с круговой контактной площадкой, для которого

$$2k^*=P^*/2,845\pi a^2,$$

где $2a$ - диаметр отпечатка. Как и в предыдущем случае, экспериментальные точки при $P < P^*$ располагались вблизи герцевской зависимости диаметра отпечатка $2a$ от нагрузки P , а при $P > P^*$ - удалялись от нее.

Результаты подсчетов значений $2k^*$, полученные в экспериментах при использовании и цилиндрического, и сферического инденторов оказались практически одинаковыми. Поэтому в дальнейших экспериментах по определению пластической постоянной при предельной нагрузке различных материалов использовали только сферические инденторы. С этой целью экспериментальные точки наносили на график с координатами $2a - q$, где q - среднее контактное давление ($q=P/\pi a^2$). В этом случае экспериментальные зависимости и при $P < P^*$, и при $P > P^*$ хорошо аппроксимируются прямыми.

С целью исследования характера накопления деформаций при циклическом нагружении и влияния числа циклов нагрузки на значение P^* , были проведены следующие эксперименты. Образцы из закаленной стали ШХ15 с гальваническим покрытием медью подвергали циклическому нагружению твердосплавным сферическим индентором. Опыты проводили на универсальной испытательной машине фирмы "Инстрон" (Великобритания) модели 1251. Нагрузку изменяли по синусоидальному закону. Нижнее ее значение составляло 10 % от верхнего (далее в тексте под нагрузкой будет подразумеваться ее верхнее значение). Частота нагружения была в пределах 20...30 с⁻¹. Числа нагружений в одном случае были 10², а в другом - 10⁵. Из полученных данных следует, что циклическое нагружение приводит к снижению предельного среднего контактного давления. Угол наклона участка, где нагрузка превышает значение предельной, возрастает с увеличением числа циклов нагружения. Само значение предельной нагрузки осталось таким же, как в статике.

Для определения предельной нагрузки при качении были выполнены следующие эксперименты. Цилиндрические образцы обка-

тывались контртелами с тороидной рабочей частью при различных нагрузках. При каждой нагрузке обкатывание производили на отдельном участке образца до достижения 10^6 циклов нагружения. Затем измеряли на образце ширину дорожки качения (2b) и, как и ранее, по точке перегиба зависимости $2b - q$, где q - среднее контактное давление, определяли предельную нагрузку.

Основным результатом этих экспериментов явилось то, что значение предельной нагрузки для 10^6 циклов нагружения оказались приблизительно такими же, как и в статике.

Таким образом, предельную контактную нагрузку для деталей, работающих при различных видах нагружения (статическом, циклическом и качении), можно рассчитывать, используя значение q^* , полученное при статических испытаниях.

Следует отметить, что и для циклического нагружения, и для качения термин "предельная нагрузка" имеет тот же смысл, что и для статики, т.е. этот термин не относится к нагрузке, соответствующей требуемой долговечности при усталостных процессах.

Четвертая глава посвящена теоретическим исследованиям, выполненным с целью изучения особенностей контактного взаимодействия колец и тел качения тяжело нагруженных подшипников. Работами отечественных и зарубежных ученых показано, что у деталей подшипников при максимальных контактных напряжениях, превышающих 3000 МПа, в зоне дорожек качения появляются пластические деформации, изменяющие форму контактирующих тел. Подшипники нередко работают и при более высоких контактных напряжениях. Это бывает при кратковременных перегрузках у шариковых подшипников, а также у роликовых вследствие краевого эффекта, особенно при перекосах внутренних колец относительно наружных из-за прогибов вала или неизбежных неточностей изготовления посадочных мест.

С целью исследования влияния уровня нагрузки, твердости материала и числа циклов нагружения на формоизменение и прирабатываемость рабочих поверхностей при обкатывании были проведены следующие эксперименты (совместно с А.В. Орловым, ИМАШ РАН и В.М. Нестеровым, ВНИИНМАШ). Шары диаметром 12,66 мм подвергали обкатке под нагрузкой между двумя цилиндрическими дисками (контртелами) диаметром 150 мм. Контртела и шары были изготовлены из стали ШХ15 и термообработаны по стандартной технологии на твердость 58 и 64 HRC. Шероховатость рабочей поверхности шаров составляла $R_a < 0,025$ мкм, а дисков - $R_a < 0,1$ мкм. Шары обкатывали между контртелами при исходных средних нор-

мальных напряжениях равных 2670 или 4000 МПа. Число циклов нагружений N было 10^2 или 10^6 . После обкатки определяли методом сажевых отпечатков размеры контактных площадок, по которым вычисляли средние контактные напряжения. Выяснилось, что после 10^2 циклов нагружения у шаров с твердостью 64 HRC, среднее контактное напряжение при неизменной нагрузке на шары уменьшилось из-за пластических деформаций с 2670 до 2340 МПа и с 4000 до 3660 МПа. Еще более значительные изменения произошли при увеличении числа циклов нагружения до 10^6 и при обкатывании шаров с меньшей твердостью. Таким образом, для нагрузок, превышающих герцевские, анализ процессов деформирования и определение нагрузок, вызывающих пластическое течение, должен выполняться на основе теории пластичности.

Из многообразия контактных задач, которые могут представить интерес при прочностных расчетах деталей подшипников и анализе усталостных процессов были выделены и решены следующие.

1. Несущая способность плоской опоры при контакте с плоской жесткой деталью. Рассмотрены ситуации с различными коэффициентами трения скольжения и направлениями вектора V перемещения тела, контактирующего с плоской деталью. Получены формулы для определения усилий, при которых начинается пластическое течение. Учитывалось, что в реальных условиях эксплуатации подшипников могут реализоваться различные коэффициенты трения. Например, при попадании в смазку загрязнений или пузырьков воздуха коэффициент трения кратковременно существенно возрастает. Показано, что при увеличении коэффициента трения от минимального значения до максимально возможного, нагрузка, требующаяся для пластического течения, уменьшается вдвое. Показано также, что изменение направления вектора V может привести к изменению поля линий скольжения и, следовательно, значения нагрузки, необходимой для пластического деформирования. Если при эксплуатации подшипников возникает пластическое течение, то направление вектора V и поле линий скольжения будут соответствовать условию минимума энергии.

Для случая, когда нагрузка не достигает значения, при котором начинается пластическое течение, предложено поле линий скольжения. Это поле может быть использовано в качестве расчетной модели для нагрузок менее предельных.

2. Сжатие выступа с плоскими свободными поверхностями. Эта задача решалась с целью получения данных для анализа процес-

са развития питтинга, а также образования при шлифовании колец и тел качения микронеровностей, которые, как известно, участвуют в процессах появления усталостных повреждений. Изменения полей линий скольжения при изменении направления вектора V подтверждены экспериментально.

3. Сжатие выступа с вогнутыми свободными поверхностями.

Задача решалась с теми же целями, что и в предыдущем случае. Получены поля линий скольжения и годографы скоростей для различных направлений вектора скорости, контактирующей с выступом детали и различных условий трения.

4. Предельная нагрузка при контакте кольца с жестким цилиндром. Задача решалась с целью разработки методики определения минимально необходимой толщины колец подшипников. Получены поля линий скольжения для колец различной толщины. Идея применения этих решений заключается в следующем. Если кольцо подвергнуть все время возрастающей нагрузке, то в первую очередь будет реализовано то поле линий скольжения, для которого требуется меньшее усилие. Таким образом, для выяснения достаточности толщины кольца необходимо определить нагрузки, необходимые для его перехода в пластическое состояние. Такой расчет целесообразно применять, если при эксплуатации подшипника могут возникать большие перегрузки, значения которых трудно оценить.

5. Деформирование плоской детали с полостью. Эта задача решалась с целью определения нагрузки, при которой возникает пластическое течение в кольцах и телах качения при наличии в материале дефектов в виде пор или раковин, а также в случае применения колец со сверлениями для подвода смазки. Это решение позволило установить, что указанные дефекты материала, а также сверления, могут снизить предельную нагрузку, вызывающую пластическое деформирование, в 2,57 раза.

Пластические деформации, возникающие при нагрузке ниже предельной, приводят к развитию усталостных процессов. Интенсивность этих процессов прямо зависит от того, насколько эксплуатационная нагрузка близка к предельной. Поэтому дефекты материала в виде пор и раковин, а также сверления в кольцах, могут существенно снизить контактную долговечность.

Пятая глава посвящена разработке методик прочностных расчетов колец и тел качения подшипников. Одной из расчетных прочностных характеристик подшипников является нагрузка P_0 , вызывающая появление остаточных деформаций. Предложенная идея расчета заключается в следующем. В соответствии с теорией предельного

равновесия нагрузку, при которой осуществляется переход материала в пластическое состояние, можно определить на основе применения модели идеального жесткопластического материала. Из приведенных в третьей главе результатов экспериментов следует, что при наличии остаточной деформации, но при нагрузках, не превышающих предельную P^* , ширина площадки контакта и значение удельного давления с хорошим приближением могут быть определены с помощью зависимостей для идеально упругого материала. Учитывая это, совместными решениями уравнений теории упругости и пластичности получены расчетные формулы для определения нагрузки P_0 . Например, для плоской деформации при контакте двух цилиндров диаметрами d и D и длиной L из идеально упругого материала

$$\sigma_k = 0,626 (P/L)^{0,5} \{ (d+D)/dD \}^{0,5}.$$

При пластическом деформировании цилиндров из идеального жесткопластического материала в случае, если поверхности гладкие и при наличии смазки

$$\sigma_k = 2,57 \, 2k.$$

Совместно решая эти уравнения, получены формулы, по которым можно рассчитать нагрузку вызывающую пластическую деформацию в роликах и кольцах

$$P_{01} = 16,82 \, \eta \, L \, (2k)^2 \, d_1 \, D_w / (d_1 \pm D_w), \dots \dots \dots (2)$$

где d_1 - диаметр дорожки качения кольца,

D_w - диаметр ролика,

L - эффективная длина ролика (за вычетом ширины фасок).

Знак "плюс" следует применять при контакте ролика с внутренним кольцом, а знак "минус" - с наружным.

Аналогично получены формулы для контакта шарика с желобом кольца

$$P_{01} = 1180 \, \eta^2 \, (2k)^3 \, n_{\sigma}^{-3} \, (\Sigma \rho)^{-2} \dots \dots \dots (3)$$

и шарика с плоской деталью

$$P_{01} = 100,4 \, \eta^2 \, D_w^2 \, (2k)^3.$$

Другой прочностной характеристикой подшипников является статическая грузоподъемность C_0 . В соответствии с ГОСТ 18854 это такая статическая нагрузка, которая соответствует общей остаточной деформации тела качения и дорожки качения равной 0,0001 диаметра тела качения в наиболее нагруженной зоне контакта. Методика определения статической грузоподъемности стандартных подшипников приведена в ГОСТ 18854. Для подшипников, изготовленных из подшипниковых сталей с твердостью, превышающей 59 HRC, с нестандартным отношением радиуса желоба к диаметру шарика значение статической грузоподъемности определяется, ис-

ходя из рекомендованного стандартом ИСО 76-1987 значения максимального (герцевского) нормального контактного напряжения

$$\sigma_{z \max} = 4200 \text{ МПа.}$$

В отечественной промышленности из наиболее распространенной подшипниковой стали ШХ15 изготавливают кольца и тела качения с твердостью, превышающей 62 HRC, для стандартных подшипников, предназначенных для работы при температурах менее 100° С. В этом случае детали подшипников после закалки подвергаются отпуску при 150° С. Для рабочих температур, превышающих 100° С, кольца и тела качения изготавливают или из теплопрочных сталей, или из стали ШХ15, но с отпуском при более высоких температурах (чаще всего при 200, 250 или 300° С) и имеющих, соответственно, более низкую твердость. Для подшипников, имеющих твердость ниже, чем 62 HRC, или изготовленных из других сталей, методика расчета статической грузоподъемности отсутствует. В этом случае можно ограничиться приближенным расчетом, в котором в качестве статической грузоподъемности принять значение P_0 , полученное по методике, изложенной выше. В качестве прочностной характеристики материала можно принять в этом случае значение σ_0 или $\sigma_{0,05}$.

По данным, приведенным в главе 2, значения σ_0 и $\sigma_{0,05}$ у стали ШХ15, отпущенной при 250° С, существенно выше, чем у отпущенной при 150° С. Это обстоятельство позволило предположить, что применение отпуска при повышенной температуре может повысить статическую грузоподъемность. Для подтверждения этого были проведены эксперименты, в ходе которых производилось вдавливание шариков в кольца подшипника 307, подвергнутые отпуску при различных температурах. Для центрирования шарика относительно желоба использовалось специальное приспособление. Бринеллирование осуществляли следующим образом. На одной половине каждого кольца наносили шариками вмятины при различных нагрузках в пределах $10 < P < 25$ кН. Выбор такого диапазона нагрузок был обусловлен следующим. При усилии на подшипник 307, равном статической грузоподъемности, на наиболее нагруженный шарик приходится сила $F = 5 \cdot C_0 / z = 5 \cdot 18 / 7 = 13$ кН. Здесь z - число шариков в подшипнике, $C_0 = 18$ кН - значение статической грузоподъемности, взятое из каталога. Таким образом, сила F находилась внутри диапазона нагрузок, прикладывавшихся к шарiku при бринеллировании.

Глубину вмятин h измеряли по круговым профилограммам, полученным с помощью прибора "Тэлиронд". По результатам измерений глубин вмятин у колец, отпущенных по стандартному режиму

термообработки при температуре 150° С строили зависимость $h=f_1(P)$. Далее кольца подвергали отпуску при более высокой температуре (200, 250 или 300° С) и наносили шариками вмятины на вторых половинах колец, для которых затем, аналогично предыдущему, получали зависимость $h=f_2(P)$. Зависимости $f_1(P)$ и $f_2(P)$ сравнивали только для одних и тех же колец. Благодаря этому, удалось избежать влияние на результаты сравнений таких факторов, как различие в профилях желобов колец и химсостава материала. Измерения показали, что повышение температуры отпуска от 150 до 250° С (и, соответственно, снижение твердости с 64 до 58 HRC₃) привело к увеличению значения статической грузоподъемности.

Поскольку повышение температуры отпуска приводит к снижению контактно-усталостной долговечности, то отпуск колец при 250°С с целью повышения статической грузоподъемности целесообразно применять только для высокоточных подшипниковых узлов в случаях, когда понижены требования к долговечности.

Усилие раскати. Существующие соотношения размеров стандартных подшипников явились результатом проб и ошибок при проектировании и экспериментальной проверке их конструкций с последующим уточнением размеров при производстве и эксплуатации в течение многих лет. Явление раскати (увеличение диаметра в процессе качения при повышенной нагрузке) у стандартных подшипников обычно не наблюдается (кроме случаев заклинивания). Поэтому расчет нагрузки, вызывающей раскатку, целесообразно выполнять только в случае, если кольца подшипников более тонкие, чем стандартные.

Расчет цилиндрических колец роликоподшипников заключается в следующем. Если нагрузка так высока, что появляется пластическое течение, то в зависимости от размеров кольца область пластической деформации разовьется или на всю его толщину, или будет находиться в поверхностном слое, что характерно для толстостенных колец. Если реализуется поле линий скольжения, при котором происходит раскатка, то удельное усилие на контактной поверхности равно

$$q/2k = -\sigma_{\text{ко}}/2k + C/2kh,$$

где $\sigma_{\text{ко}}$ - среднее нормальное контактное напряжение при $C=0$.

C - удельная сила сопротивления перемещения жесткой части кольца вправо и влево от пластической области.

Значение $q/2k$ зависит от отношения половины ширины площадки контакта b к толщине кольца h и может быть определено по приведенному в диссертации графику.

Напряженно-деформированное состояние части кольца, прилегающее к контактной поверхности, вдоль ее длины l однородно и соответствует приведенному в работе полю линий скольжения. Сила от напряжений сжатия должна быть уравновешена силами от напряжений растяжения в торцовых участках. Поэтому в момент наступления раскатки удельная сила сопротивления $\approx (B-l)h \sigma_0/l$, где σ_0 - напряжение растяжения, соответствующее появлению первых признаков пластической деформации.

Таким образом, удельное усилие, соответствующее началу раскатки, равно:

$$q/2k = -\sigma_{\text{ко}}/2k + \{(B-l)/l\} \sigma_0/2k \dots\dots\dots (4)$$

Здесь, используя критерий Треска - Сен-Венана, следует принять $2k = \sigma_0$.

Если кольцо толстостенное, то

$$q/2k = 1 + \pi/2 = 2,57 \dots\dots\dots (5)$$

В этом случае следует принять $2k = \sigma^*$, где σ^* напряжение текучести при предельной нагрузке в поверхностном наклепанном слое. Значения σ_0 и σ^* приведены в главах 2 и 3.

Из рассмотренных полей линий скольжения будет реализовано то, для которого требуется меньшее удельное усилие, определяемое формулами (4) и (5).

Аналогичный прием можно использовать и для метода расчета усилия колец шарикоподшипников. Однако в этом случае следует принять допущение о плоской деформации при пластическом течении.

Предельная нагрузка. Расчет на предельную нагрузку, при которой возникают недопустимо большие пластические деформации, выполняют только для колец (или деталей совмещенных опор, выполняющих одновременно функции корпуса или вала и колец подшипника), твердость которых меньше, чем у стандартных. Для определения предельной нагрузки на кольца используются формулы (2) и (3). При расчете по ним следует принять $2k = \sigma^*$.

Глубина упрочненного слоя. При изготовлении колец и тел качения, особенно крупногабаритных, а также других деталей, работающих в условиях качения под нагрузкой, например, шестерен, нередко применяют различные виды поверхностного упрочнения (цементацию, обработку лазером, ТВЧ и т. п.). Целью этих операций является упрочнение слоя, где при эксплуатации протекают процессы, приводящие к усталостному выкрошиванию.

По современным представлениям механизм развития усталостного процесса следующий. Упругим деформациям

им. Н. Э. Баумана
БИА

67764951

тактной поверхности в окрестности концентраторов деформаций сопутствуют пластические сдвиги. Циклически повторяющиеся нагружения и вызываемые ими пластические деформации приводят в отдельных участках к упрочнению и, затем, исчерпанию пластичности металла.

Для тяжело нагруженных подшипников определение глубины слоя, где ожидается появление пластических сдвигов и, следовательно, развитие усталостных процессов, приводящих к выкрошиванию, может быть выполнено на основе поля линий скольжения, построенного для идеально жесткопластического материала. Естественно предположить, что глубина упрочненного слоя должна быть не меньше глубины, где возможно появление пластических сдвигов. Более того, после появления первой усталостной трещины или первой ямки выкрошивания пластические сдвиги не должны распространяться глубже упрочненного слоя, чтобы не вызвать катастрофически быстрого разрушения подшипника.

Приведенные в предыдущей главе поля линий скольжения для деформирования выступов различной формы позволяют сделать следующее заключение. При выпуклой, вогнутой или прямолинейной свободной поверхности, образованной усталостной трещиной или ямкой выкрошивания, поле линий скольжения не распространяется вглубь. Следовательно, для поставленной задачи целесообразно рассмотреть только поля линий скольжения для неповрежденных усталостными трещинами поверхностей колец и тел качения.

Эксперименты, описанные в главе 3, позволили установить, что при предельной нагрузке ширина площадки контакта пренебрежимо мала по сравнению с диаметром индентора, а глубина вдавливания пренебрежимо мала по сравнению с шириной площадки контакта. Поэтому для определения глубины слоя, где в кольцах и телах качения могут произойти пластические сдвиги с хорошим приближением к реальной картине можно рассмотреть поля линий скольжения не для тел с выпуклыми или вогнутыми поверхностями, как у колец и тел качения, а только для контакта плоского индентора с плоской деталью. Из решения задачи о несущей способности плоской опоры при контакте с плоской жесткой деталью следует, что максимальное распространение пластической области в глубину составляет $h = b\sqrt{2}$, где b — половина ширины площадки контакта.

Естественно предположить, что глубина питтинга должна находиться в пределах глубины области пластических сдвигов. С целью проверки этого предположения были проведены следующие эксперименты. У внутренних колец подшипников и образцов из

подшипниковых материалов, испытанных на контактную усталость до появления питтинга, измеряли максимальную глубину выкрошивания h . Из 500 измеренных объектов глубина выкрошивания была в пределах $b\sqrt{2}$. Только у 5 колец цилиндрических роликовых подшипников она была несколько большей из-за краевого эффекта при работе подшипника, вследствие которого реальные контактные напряжения и ширина площадки контакта у краев дорожки качения (где и оказались ямки выкрашивания) превосходили расчетные. Кроме того, были проведены эксперименты по испытаниям на контактную усталость образцов с различной глубиной цементованного слоя. Образцы были цилиндрической формы диаметром 6 мм. Контртелами служили диски диаметром 148 мм с тороидной рабочей частью радиусом 5 мм. Испытания проводили при расчетном герцевском максимальном контактном нормальном напряжении $\sigma_{z \max} = 6000$ МПа. Расчетная минимально необходимая глубина упрочнения составляла $\delta = b\sqrt{2} = 0,32$ мм.

Материалом образцов были выбраны стали марок 12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХН4А и 30ХЗМФСА, содержащие различное количество углерода и имеющих после термообработки деталей подшипников различную твердость сердцевины. Цементация образцов производилась на глубины как меньшие, так и большие значения $b\sqrt{2}$. Твердость образцов у поверхности составляла 60-62 HRC₃. Количество испытанных образцов из одинакового материала и с одинаковой глубиной цементации колебалось от 20 до 25 шт.

Эксперименты показали, что уменьшение глубины цементованного слоя менее значения $h = b\sqrt{2}$ приводит к резкому снижению долговечности. Поэтому следует назначать глубину слоя несколько большую этого значения. В пятой главе предложены формулы для расчета минимально необходимой глубины упрочненного слоя роликовых и шариковых подшипников.

Шестая глава посвящена исследованиям влияния различных факторов на контактную усталость. Необходимость этих исследований вызвана тем, что в настоящее время долговечность подшипников для обычных условий эксплуатации рассчитывается с учетом только формы и размеров контактирующих деталей, количества тел качения и нагрузки (ГОСТ 18855). Если к подшипниковому узлу предъявляются повышенные требования, то применяют металл и смазки повышенного качества и в формулу для расчета долговечности вводят коэффициенты, отражающие осредненно эти изменения, а также требуемый уровень надежности.

Наряду с преимуществом, заключающемся в простоте, эта методика расчета имеет серьезные недостатки. Она не дает возможности определить ни среднее значение долговечности подшипников в партии, ни распределение долговечностей. Поэтому в принципе она не позволяет рассчитать уровень надежности. Формулы для расчета долговечности, содержащиеся в современных стандартах, были получены на основе экспериментов в первой половине этого века и отображали достигнутые в то время уровни технологии производства подшипников и качества стали типа ШХ15. В настоящее время применяют более десятка подшипниковых сталей, отличающихся химсоставом и прочностными характеристиками. Технология производства существенно изменилась.

Исследованиями подшипниковых фирм, в частности СКФ (Швеция), показано, что микротрещины, приводящие к усталостному выкрошиванию, появляются в основном около неметаллических включений. В результате циклически повторяющихся нагружений рядом с неметаллическими включениями образуются микротрещины. Сливаясь, они превращаются в макротрещины, вызывающие выкрошивание. Интенсивность развития этих процессов находится в прямой зависимости от контактных напряжений и размеров включений.

Таким образом, совершенствование методики расчета долговечности и надежности подшипников должно происходить в направлении учета влияния на развитие усталостных процессов таких основных факторов, как прочностные свойства металла, контактное нормальное и касательное напряжения, металлургическая загрязненность металла.

Экспериментальные исследования влияния контактных напряжений на усталостную долговечность выполняли на образцах со сферической или тороидной рабочей частью, которые обкатывали под нагрузкой между контртелами в виде дисков с цилиндрической рабочей частью. Образцы и диски были изготовлены из стали ШХ15 и имели твердость 63-65 HRC₃. Смазка - масло "индустриальное - 20". Частота нагружения каждой точки дорожки качения образца составляла около 1000 с⁻¹.

Испытания по получению зависимости усталостной долговечности от контактных нормальных напряжений для стали ШХ15 выполняли на нескольких уровнях расчетных герцевских максимальных контактных нормальных напряжений: 7000, 6000, 5000 и 4000 МПа. Касательные напряжения были пренебрежимо малыми.

Обработка результатов испытаний показала, что экспериментальная зависимость $\sigma_{z \max} - \log N_{50}$ хорошо аппроксимируется прямой.

Известно, что контактное трение оказывает большое влияние на усталостную долговечность. Если, например, при работе подшипника качения смазка окажется окисленной или в нее попадет вода, или абразивные частицы, то долговечность его окажется в несколько раз ниже расчетной. Однако в литературных источниках не было обнаружено данных, позволяющих получить количественные характеристики, связывающие усталостную долговечность и контактные касательные напряжения.

С целью получения таких данных совместно с ВНИИНАШ Госстандарта были проведены экспериментальные исследования, в процессе которых испытывались на контактную усталость образцы при одном и том же нормальном и различных касательных (τ_k) контактных напряжениях. Испытания при $\tau_k > 0$ были выполнены на модернизированной машине МКВ-К, у которой ведомое контртело было соединено с генератором. Создаваемый таким образом тормозной момент зависел от электрической нагрузки. Результаты испытаний показали, что касательные контактные напряжения могут снизить долговечность на один-два порядка. Зависимость $\log N_{50}$ от τ_k хорошо аппроксимируется прямой.

Имеется большое количество работ, в которых регистрируется влияние пор, трещин и различных видов неметаллических включений на долговечность подшипников. В стандартах и технических условиях на поставку подшипниковых стале́й строго оговорены уровень загрязненности и предельно допустимые размеры включений. Но в литературных источниках не было обнаружено работ, в которых анализировались бы причины, вызывающие развитие усталостных процессов из-за наличия в материале подшипников указанных дефектов и неметаллических включений.

Учитывая сказанное, был проведен анализ влияния указанных дефектов и неметаллических включений на процесс развития усталостных процессов у тяжело нагруженных подшипников. При этом мы исходили из следующих посылок. Появлению усталостных трещин предшествует образование областей пластических деформаций. Чем интенсивней идет процесс развития пластических деформаций, тем интенсивней идет процесс развития усталости. Чем ближе нагрузка приближается к предельной, тем интенсивней развиваются пластические деформации и, как следствие, усталостные процессы. Таким образом, приближение нагрузки к предельной вызывает уменьшение долговечности.

Одними из дефектов металлургического происхождения являются подповерхностные раковины и поры. Если их размеры и расположение таковы, что при достижении предельной нагрузки возникнет поле линий скольжения, то, как следует из результатов исследований, приведенных в главе 4, пластическое течение начнется при меньшей (максимально в 2,57 раза) нагрузке, по сравнению с той, которая была бы при отсутствии этих дефектов. Поэтому дефекты в виде подповерхностных раковин и пор могут резко снизить долговечность подшипников.

Другим возможным дефектом металлургического или технологического происхождения являются поверхностные трещины. Получено поле линий скольжения для случая, когда несплошность в виде щели (трещины) выходит к краю контактной поверхности, образуя со свободной поверхностью угол α . Из этого решения следует, что такая несплошность уменьшает угол центрированного веера на значение α и соответственно изменяет предельную нагрузку. Так при $\alpha = \pi/2$ и отсутствии контактного трения несплошность в виде трещины уменьшает предельную нагрузку в 2,57 раза.

В подшипниковых сталях встречаются локальные несовершенства, механические свойства которых существенно отличаются от свойств окружающего их материала. К таким несовершенствам относятся неметаллические включения, в частности сульфиды. Последние обычно имеют чечевицеобразную форму. Часто они образуют скопления в виде строчек, вытянутых в направлении прокатки. У многих подшипников качения массового производства ширина площадки контакта при их эксплуатации составляет десятки доли миллиметра и размеры сульфидов, допустимые по стандарту, также достигают десятых долей миллиметра. Строчки чередующихся сульфидов могут достигать 1 мм и более. Пластическая постоянная локального несовершенства k_d в общем случае отличается от значения k окружающего материала. Рассмотрен случай, когда оно выходит на поверхность у края контактной площадки, причем $k_d < k$, что характерно для сульфида. Показано, что такое несовершенство, как сульфид, может снизить предельную нагрузку на 22 %.

Таким образом, во всех рассмотренных случаях следует ожидать снижения долговечности.

Пониженное сопротивление сдвигу может привести к существенным локальным пластическим деформациям в зоне действия концентраторов деформаций. К таким концентраторам можно отнести нитриды и глобулярные оксиды, у которых значение пластической постоянной много большее, чем у окружающего однородного

материала. В главе 6 показано, что такие включения, попадая в полосу сдвига, блокируют пластическое деформирование на части ее ширины. Это вызывает повышение интенсивности деформаций на участках между включением и границами полосы сдвигов и, как следствие, образование так называемых "крыльев бабочки", по границам которых появляются микротрещины.

В многочисленных литературных источниках показано, что в поверхностном слое, примыкающем к беговым дорожкам колес и тел качения, наблюдаются различные изменения, вызванные пластическими деформациями. К ним относятся обнаруживаемые с помощью оптического микроскопа различия в травимости металла. Так, под дорожкой качения в слое, глубина которого соизмерима с шириной площадки контакта, в сечениях, расположенных вдоль направления качения, обнаруживают узкие вытянутые светлотравящиеся и темнотравящиеся полосы. В работах специалистов фирмы СКФ (Швеция) подчеркивалось, что объяснений специфическому расположению этих полос не найдено. Сопоставление результатов измерений углов наклона полос и глубины расположения измененного слоя, выполненных фирмой СКФ, с расположением границ пластической области предложенной нами модели показывает, что они близки друг другу. В соответствии с теорией деформация материала по границам пластической области в этом решении максимальна.

В седьмой главе рассмотрены принципы расчета контактной долговечности и надежности, учитывающие приведенные выше факторы. В методе расчета контактной долговечности из перечисленных факторов достаточно учесть только влияние контактных напряжений и загрязненность стали неметаллическими включениями. Это диктуется тем, что в стандартах и технических условиях на поставку подшипниковых сталей оговаривается недопустимость дефектов в виде различных несплошностей. Кроме того, если детали подшипников изготавливаются без нарушений технологии, то трещины и прижоги у них не появляются. Расчет, естественно, должен предполагать, что производство подшипников выполняется строго по заданной технологии.

В расчетах долговечности учет контактных напряжений не вызывает принципиальных трудностей. Загрязненность стали неметаллическими включениями до сих пор при расчете долговечности подшипников учитывалась только введением поправочного коэффициента, значение которого зависит только от метода выплавки стали, но не от ее фактической загрязненности. Между тем известны

случаи, когда отдельные плавки стали открытой выплавки оказывались загрязненными неметаллическими включениями в меньшей степени, чем в среднем сталь электрошлакового переплава. В связи с этим потребовалось выполнить специальную работу по выяснению возможности объективного учета загрязненности стали в расчетах долговечности подшипников.

В настоящее время в России и ряде других стран загрязненность подшипниковых сталей оценивается по ГОСТ 801-78 в баллах по стандартным фотоэталонам для различных видов неметаллических включений. Для производства подшипников используются плавки сталей, у которых максимальные баллы обнаруженных на шлифах включений не превышают допустимых значений.

ГОСТ 801-78 не оговаривает, сколько включений максимально допустимого балла может находиться на поверхности шлифов. Естественно предположить, что если на шлифах будет обнаружено несколько включений максимального балла, то сталь более загрязнена, чем в случае, когда на шлифах окажется только одно включение этого же размерного диапазона. Между тем в обоих случаях загрязненность сталей по ГОСТ 801-78 будет оценена одним и тем же баллом, т.е. будет считаться одинаковой.

С целью получения данных для создания более объективного метода оценки загрязненности стали неметаллическими включениями были исследованы две плавки стали ШХ15. Оценивали распределение двух видов включений: глобулярных оксидов и сульфидов. Это было вызвано тем, что они наиболее контрастны по форме и оказанию влияния на долговечность подшипников.

В процессе металлографических исследований проводили подсчет чисел n_0 включений на плоских шлифах общей площадью для каждой плавки $F=1200 \text{ мм}^2$. Размеры включений определяли с помощью светового микроскопа при 100-кратном увеличении. Затем подсчитывали количество включений n_1 , приходящиеся на единицу размерного диапазона, а затем на единицу площади шлифов $n_2=n_1/F$. В результате были получены зависимости $\log n_2=f(\log t)$. Они и для глобулярных оксидов, и для сульфидов хорошо аппроксимируются прямыми. То обстоятельство, что в исследованной области размеров прямые не имеют точек перелома, позволяет при оценке загрязненности стали неметаллическими включениями избежать ошибок, связанных со случайностями при обнаружении или, наоборот, необнаружении отдельных крупных включений. Эти прямые являются, по существу, статистическими функциями распределения

включений на единице площади металла, которые можно использовать и в вероятностном аспекте.

Уравнения полученных прямых имеют вид $\log n_2 = a - b \cdot \log t$. Антилогарифмируя это уравнение, получим $n_2 = 10^a / t^b$. Чтобы определить статистическую вероятность Р содержания включений размерами от t_1 до предельно возможного в этой плавке размера t_2 , нужно интегрировать следующее выражение (с пределами интегрирования t_1 и t_2)

$$P = 10^a \int t^b dt = 10^a (t_2^{b+1} - t_1^{b+1}) / (b+1)$$

Предельно возможный размер t_2 нам, как правило, неизвестен. В связи с этим можно принять $t_2 = \infty$ и получить значение Р с некоторым завышением:

$$P = 10^a t_1^{b+1} / (b+1).$$

Преимущества в объективности приведенного метода оценки загрязненности стали неметаллическими включениями по сравнению с ныне действующими очевидны. В изложенном виде он целесообразен при коммерческих взаимоотношениях между изготовителями стали и потребителями.

В соответствии с ныне действующим ГОСТ 18855-82 в расчетах долговечности подшипников метод выплавки, по которому определяют осредненно загрязненность стали неметаллическими включениями, учитывается, как отмечалось, специальным коэффициентом, зависящим также от условий эксплуатации: правильности выбора смазок и отсутствия перекосов в узле. Этот коэффициент выбирается в пределах 0,7-1,2, т.е. он может различаться максимум в 1,7 раза. Между тем известно, что средняя долговечность партий подшипников, изготовленных из разных плавов металла одинакового метода выплавки, может различаться в 3-5 раз в зависимости от степени их загрязненности неметаллическими включениями. Долговечность отдельных подшипников внутри партии может различаться в 50-100 раз. Это объясняется колебанием максимальных размеров неметаллических включений, которые попадают в напряженные объемы, примыкающие к дорожкам качения. Поэтому, для расчета долговечности в вероятностном аспекте (а только в этом случае можно произвести определение доверительных интервалов долговечности, соответствующих заданным уровням надежности) необходимо получить распределение неметаллических включений в напряженных объемах, примыкающих к дорожкам качения. Для этого, в свою очередь, необходимо знать их распределение в единице объема металла.

Вероятностная оценка содержания включений в единице объема металла и в напряженном объеме подшипника выполняется по той же схеме, что и для единицы поверхности. Оценка загрязненности сталей силикатами, строчечными оксидами и карбонитридами может быть выполнена по аналогичным методикам.

В методике расчета долговечности подшипников необходимо учесть, как выше уже рассматривалось, контактные нормальные и касательные напряжения, прочностные свойства материала и уровень его загрязненности неметаллическими включениями. Влияние других факторов, таких как технологические, эффективность смазочного материала могут быть учтены в последующем введением в расчетную зависимость коэффициентов, отражающих их значимость.

Как было показано, зависимость $\log N$ от σ_n (где σ_n - среднее контактное нормальное напряжение) хорошо аппроксимируется прямой. Естественно, она также хорошо аппроксимируется прямой и в координатах $\log N - \sigma_n / \sigma_n^*$ (где σ_n^* - предельное контактное нормальное напряжение). Таким образом,

$$\log N = [(\sigma_{n1} / \sigma_n^*) - (\sigma_n / \sigma_n^*)] \operatorname{ctg} \alpha + \log N_1, \dots \dots \dots (6)$$

где $\log N_1$ - среднее значение логарифма долговечности, полученное при нормальном контактном напряжении σ_{n1} ;

$\log N$ - среднее значение логарифма долговечности, которое получится при любом другом контактном нормальном напряжении σ_n ;

α - угол наклона зависимости $(\sigma_n / \sigma_n^*) - \log N$ к оси $\log N$.

Интенсивность развития усталостных процессов зависит от того, насколько близко контактное напряжение σ_k к своему предельному значению σ_k^* . В свою очередь, σ_k^* зависит от комбинации нормального и касательного контактных напряжений. В выражении (6) $\log N_1$ и σ_{k1}^* можно получить при одних значениях σ_{k1} и τ_k , а $\log N$ и σ_k^* можно рассчитать для других комбинаций контактных напряжений. Поэтому формулу (6) удобнее представить в виде

$$\log N = [(\sigma_{k1} / \sigma_{k1}^*) - (\sigma_k / \sigma_k^*)] \operatorname{ctg} \alpha + \log N_1$$

Если партию подшипников изготовить и испытать в идентичных условиях, то рассеяние долговечностей будет зависеть только от максимальных размеров включений из попавших в напряженные объемы. Здесь под напряженным объемом или рабочим слоем подразумевается объем материала, в котором при качении перемещается пластическая область. Долговечность может зависеть и от комбинаций содержащихся в рабочем объеме включений, но мы ограни-

чилились, в качестве первого приближения, лишь простейшим случаем.

Исходя из сказанного, естественно предположить, что если детали расположить в ряд по порядку уменьшения размеров неметаллических включений, находящихся в их напряженных объемах, т.е. по порядку увеличения l/t (где l - глубина распространения пластической области), то их номера в этом ряду будут соответствовать последовательности возрастания долговечностей, которая обнаружится в результате проведения контактно-усталостных испытаний деталей в идентичных условиях. Поэтому вероятность (P) того, что в напряженных объемах группы деталей содержатся неметаллические включения, у которых l/t не более какого-либо выбранного значения, можно приравнять к вероятности непревышения логарифма долговечности, т.е.

$$(\log N)_P = f[(l/t)_P] \dots\dots\dots (7)$$

или с учетом (6)

$$(\log N)_P = [(\sigma_{n1}^* / \sigma_{n1}^*) - (\sigma_n^* / \sigma_n^*)] \operatorname{ctg} \alpha + f[(l/t)_P]$$

Значения σ_{n1}^* , σ_n^* и l существенно зависят от контактного трения. Для рассматриваемой задачи σ_{n1}^* и σ_n^* определяются по формуле

$$\sigma_n^* = -2k(0,5 + 0,25\pi + \gamma + 0,5\sin 2\gamma),$$

где $\gamma = 0,5 \arccos(\tau_k/k)$. По критерию Треска - Сен-Венана $k = 0,5\sigma^*$, где σ^* - напряжение текучести при предельной нагрузке (определяемое вдавливанием сферического индентора в плоский образец).

Поскольку $l = 2b \sin \gamma$, то при возрастании τ_k уменьшаются и l , и σ_n^* и поэтому резко уменьшается $\log N$. Этот вывод хорошо согласуется с результатами экспериментов.

Для того чтобы иметь возможность получать функциональную зависимость (7) для различных плавок металла, необходимо предварительно выявить влияние различных видов включений на контактно-усталостную долговечность. Методика таких исследований изложена в диссертации.

Расчеты долговечности по такой методике целесообразны, в первую очередь, в тех случаях, когда от подшипников требуется повышенная надежность при минимальных габаритах, например, для использования в авиации и на железнодорожном транспорте. Но когда будут получены зависимости долговечностей от отдельных видов включений, можно будет рассчитывать долговечности и надежности любых подшипников на стадии металлографического исследования поступающего металла.

В восьмой главе рассмотрены некоторые применения результатов исследований. В частности, с помощью теоретических решений, приведенных в четвертой главе, рассмотрен процесс развития усталостного выкрошивания. Показано, что после образования первой ямки выкрошивания, дальнейшее выкрошивание по ее краям не приводит к значительному ее углублению. Максимальная глубина ямок выкрошивания остается близкой к $b\sqrt{2}$. Поэтому нет необходимости существенно увеличивать глубину цементованного (или упрочненного другим методом) слоя, по сравнению с рекомендованным выше.

Результаты проведенных исследований, в том числе разработанные методики механических испытаний подшипниковых сталеи, приведенные в главах 2, 3, 6, использованы в ряде работ по выбору химсостава и режимов термообработки материалов для деталей, работающих при контактном нагружении. В диссертации приведено несколько характерных примеров.

Одна из работ проведена по просьбе организации - разработчика изделия, в системе управления которого имеется пара "шар-плоская опора". Эта пара до эксплуатации при транспортировке воспринимает вибрационную нагрузку. Во время эксплуатации прибор, опирающийся на шар, совершает угловые перемещения. Шар был изготовлен из стали ШХ15. Термообработка была стандартной на твердость не менее 63 HRC₃. Плоская опора изготавливалась из твердого сплава ВК6, твердость которой была более 75 HRC₃. По свидетельству разработчика контактная прочность пары оказалась недостаточной. В результате действия вибрационной нагрузки шар пластически деформировался. Из-за этого при эксплуатации изделия в паре во время вращения шара возникал недопустимо большой момент трения. Точность системы управления снижалась. В результате изделие становилось или малоэффективным, или неприемлемым для дальнейшего применения. Ранее разработчик применял и шар, и плоскую опору из твердого сплава, но в этом случае момент трения оказывался еще большим.

Расчеты показали, что нагрузки на шар были менее предельной, но контактное нормальное напряжение существенно превосходило значение $2,57\sigma_0$, поэтому пластические деформации были неизбежными. С целью повышения контактной прочности шара при его термообработке применили высокотемпературную нитроцементацию с обработкой после закалки холодом (-70°C). В результате в поверхностном слое были повышены значения σ_0 и σ^* . Испытания у

заказчика в изделии оказались удовлетворительными и во всех изделиях шары были заменены на нитроцементованные.

Работа по сравнительному исследованию материалов для колец роликовых поворотных опор (РПО) была выполнена по просьбе НИИСтройдормаша в связи с предполагающейся заменой материала колец со стали 55 на сталь 45ХН. Сравнительные исследования позволили оценить контактную прочность и долговечность стали 45ХН. Результаты исследований дали основание для замены материала колец на сталь 45ХН.

Работа по исследованию контактной прочности и усталостной долговечности сплава ВКС-210 была предпринята в связи с необходимостью замены в специзделиях материала одной из деталей системы управления. Эта деталь работает в условиях качения при высоких контактных напряжениях. Выход детали из строя приводит к потере всего изделия. Предстояло определить, какой технологический режим изготовления детали является оптимальным. По методике, изложенной в главе 3, определяли напряжение текучести при предельной нагрузке. Испытания на контактную усталость выполняли с применением цилиндрических образцов и контртел с тороидной рабочей поверхностью. В результате исследований был выбран оптимальный технологический вариант. Долговечность и надежность деталей из сплава ВКС-210, изготовленных по выбранной в результате исследований технологии, оказались приемлемыми.

Благодаря тому, что титановые сплавы теплопрочны, коррозионостойки и обладают существенно меньшей плотностью, они оказались перспективными для производства деталей некоторых подшипников. В связи с этим были проведены исследования контактной прочности и выносливости титановых сплавов ВТ-22, ВТЗ-1 и ВТ-9, подвергнутых различным вариантам термообработки. Эксперименты по определению среднего контактного давления q^* и значения k^* , соответствующих предельной нагрузке, выполнялись по методике, приведенной в 3 главе. Значения k^* были несколько выше, чем у стали той же твердости. Статическая предельная нагрузка у титановых сплавов оказалась приблизительно в 6 раз больше, чем у стали ШХ15 при той же твердости. По результатам исследования контактной прочности и долговечности сделан вывод о возможности использования титановых сплавов для подшипников качения.

В соответствии с ГОСТ 3722-81 шарики из сталей ШХ15, ШХ15-Ш и ШХ15-ШД диаметром от 3 до 45 мм, термообработанные по стандартной технологии на твердость 63-67 HRC₂, на под-

шипниковых заводах выборочно подвергаются испытаниям на разрушающую нагрузку. Разрушающие нагрузки должны быть не меньше указанных в стандартах. Чтобы выяснить, может ли стандартная норма разрушающей нагрузки (P_p) характеризовать способность шариков противостоять перегрузкам при эксплуатации подшипников, было проведено сопоставление расчетных предельных нагрузок (P^*) и значений P_p .

Для всего размерного диапазона шариков, для которых в стандарте имеются нормы разрушающих нагрузок, значения P_p оказались превышающими P^* в 25-30 раз. Но любые перегрузки при эксплуатации, пусть кратковременные, должны быть меньше значений P^* . Поэтому разрушающая нагрузка не может служить эксплуатационной характеристикой. Поэтому этот вид испытаний целесообразно исключить из стандарта.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны методики получения прочностных характеристик подшипниковых сталей, позволяющие получить данные для расчета несущей способности деталей подшипников, в том числе контактной прочности и долговечности. Предложенный метод получения напряжения текучести при предельной нагрузке может быть рекомендован для стандартизации.

2. На основе модели идеального жесткопластического неупрочняющегося материала получены теоретические решения о деформировании выступов различной формы и плоской детали с полостью или без нее, которые позволили анализировать процессы контактного взаимодействия деталей подшипников, в том числе при наличии в материале дефектов, например, металлургического происхождения, а также сверлений в кольцах для подвода смазки.

3. Разработаны теоретически обоснованные методы расчета деталей подшипников на контактную прочность, в том числе определение нагрузки, превышение которой вызывает появление пластических деформаций, а также предельной нагрузки, при достижении которой подшипник становится неработоспособным. Эти значения нагрузок рекомендуется сделать стандартными и включать в каталог подшипников.

4. На основе проведенных экспериментальных исследований получены зависимости контактной долговечности от основных факторов: контактных нормальных и касательных напряжений, прочностных свойств материала и от ее металлургической загрязненности.

5. Исследовано влияние глубины цементованного слоя на контактно-усталостную долговечность. Разработан способ расчета необходимой глубины упрочненного слоя деталей подшипников, получаемого цементацией или иными методами.

6. Предложен метод оценки загрязненности подшипниковых сталец неметаллическими включениями, который целесообразно сделать стандартным.

7. Разработаны основы метода расчета долговечности с учетом перечисленных основных факторов.

8. Предложена схема взаимодействия микронеровностей при качении.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО
в 2 монографиях, 3 брошюрах, 25 статьях, 6 тезисах докладов, в том
числе:

1. Орлов А. В., Черменский О. Н., Нестеров В. М. Испытания конструкционных материалов на контактную усталость. - М.: Машиностроение, 1980.-111 с.
2. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: Энциклопедический справочник / В. Б. Носов, И. М. Карпужин, О. Н. Черменский и др. : Под общ. ред. В. Б. Носова.- Машиностроение, 1997.-655 с.
3. Черменский О. Н. Влияние механических свойств стали на работоспособность подшипников: -М.: НИИНАвтопром, 1980. -52 с.
4. Нестеров В.М., Орлов А.В., Черменский О.Н. Влияние уровня нагрузки, твердости материала и числа циклов нагружения на формоизменение и прирабатываемость рабочих поверхностей при обкатывании // Машиноведение.- 1975.- N3.- С. 102-108.
5. Черменский О.Н. Сжатие выступа с вогнутыми свободными поверхностями // Машиноведение. - 1973.- №1.- С. 115-118.
6. Черменский О.Н. Определение несущей способности плоской опоры из закаленной стали при контакте с жестким цилиндром и шаром // Машиноведение. -1976.- N4. - С. 21-26.
7. Черменский О.Н. Приближенная модель области пластических сдвигов перед образованием питтинга у деталей подшипников качения // Машиноведение. -1977.- N4. - С. 110-115.
8. Черменский О.Н., Хотулева Г. А. Прочностные характеристики закаленной стали ШХ15 по данным испытаний на сжатие // Труды ВНИПП. - 1980.- N1 (103). -С. 19-27.
9. Черменский О. Н. Влияние механических свойств стали на работоспособность подшипников. -М.: НИИНАвтопром, 1980. -С. 52.

10. Черменский О.Н. Предельная нагрузка при контакте кольца с жестким цилиндром // Машиноведение. -1984.- N5. - С. 81-83.
11. Черменский О.Н. Предельная нагрузка на плоскую опору // Машиноведение. -1989. -№6.- С. 30-33.
12. Черменский О. Н., Спицына И. Н. Напряжение течения при предельной нагрузке в условиях статического и динамического нагружения // Машиноведение. -1989.- N3. - С. 21-26.
13. Черменский О. Н. Накопление усталостных повреждений в опорах качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. -1990.- №5.- С. 44-49.
14. Черменский О. Н. Влияние глубины упрочненного слоя на контактную долговечность // Проблемы машиностроения и надежности машин. -1992.- №6.- С. 51-53.
15. Черменский О. Н. Учет качества металла в расчетах контактной долговечности деталей машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. -1993.- N3. - С 61-69.
16. Черменский О.Н. Принципы расчета контактной долговечности с учетом прочности металла и распределения содержания неметаллических включений // Трение и износ. - 1995. -№16.- С. 893-904.
17. Черменский О.Н., Особенности расчетов на контактную прочность и долговечность тяжело нагруженных деталей из закаленных сталей (на примере подшипников качения). Часть 1. Статика // Вестник машиностроения. -1998.- №9. - С.38-41.
18. Черменский О.Н. Особенности расчетов на контактную прочность и долговечность тяжело нагруженных деталей из закаленных сталей (на примере подшипников качения). Часть 2. Качение // Вестник машиностроения. -1998.- № 10.- С. 11-15.
19. Черменский О. Н. Влияние основных факторов на контактную долговечность // Тезисы докладов Международного симпозиума по трибофатике. -М., 1996.-С. 74-75.

Типография ОАО «МП». Заказ 387, тираж 100.