

Справочник по триботехнике

В трех томах

Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения

2

ТОМ

Под общей редакцией
д-ра техн. наук, проф. М.Хебды,
д-ра техн. наук, проф., засл. деят. науки и техники РСФСР
А.В. Чичинадзе



Москва
Машиностроение
1990

Варшава
ВКЛ
1990

От авторов	8	масел. Функциональные присадки	45
Глава 1. Введение (М. Хебда и А. В. Чичинадзе)	9	2.2.3. Правила подбора трансмиссионных масел	47
1.1. Характерные узлы трения и детали машин, работающие с использованием смазочных материалов (М. Хебда)	9	2.3. Индустриальные масла (К. М. Бадыштова и И. Г. Фукс)	48
1.1.1. Узлы трения скольжения	9	2.3.1. Назначение и классификация	48
1.1.2. Системы трения качения	10	2.3.2. Базовые масла и функциональные присадки, используемые в производстве товарных масел	52
1.1.3. Смешанные узлы трения	11	2.3.3. Трибологические свойства индустриальных масел	56
1.2. Смазочные материалы (М. Хебда)	11	2.3.4. Правила подбора индустриальных масел	60
1.3. Типы современных смазочных масел (В. Л. Лашхи и И. Г. Фукс)	12	2.4. Другие типы масел (В. Гурски)	62
1.3.1. Классификация смазочных масел	12	2.4.1. Гидравлические масла	62
1.3.2. Основы, используемые для получения масел	13	2.4.2. Масла для амортизаторов	75
1.3.3. Функциональные присадки и антифрикционные добавки	18	2.4.3. Масла для смазывания цилиндров и осей	79
Список литературы	28	2.4.4. Турбинные масла	81
Глава 2. Смазочные материалы		2.4.5. Компрессорные масла	84
2.1. Масла для двигателей внутреннего сгорания (В. Л. Лашхи и И. Г. Фукс)	29	2.4.6. Масла, предохраняющие от коррозии при временной консервации металлических изделий	90
2.1.1. Назначение, деление и классификация масел	29	2.4.7. Масла для технологических операций	94
2.1.2. Базовые масла для получения моторных масел. Функциональные присадки	34	2.4.8. Специальные масла	95
2.1.3. Трибологические свойства масел для двигателей	37	2.5. Пластичные смазки (А. Вахал)	96
2.1.4. Правила подбора масел для двигателей	38	2.5.1. Структура пластичных смазок	96
2.2. Масла для трансмиссий и передач (В. Л. Лашхи и И. Г. Фукс)	40	2.5.2. Свойства пластичных смазок	101
2.2.1. Назначение, деление и классификация масел	40	2.5.3. Компоненты, используемые для получения пластичных смазок	109
2.2.2. Базовые масла для получения трансмиссионных		2.5.4. Классификация пластичных смазок	116
		2.5.5. Характеристики пластичных смазок	117
		2.5.6. Трибологические свойства пластичных смазок	136

2.5.7. Подбор пластичных смазок	139	3.4. Подбор подшипников и их размещение в зависимости от условий работы (Х. Кшеминьски-Фреда)	202
2.6. Твердые смазочные материалы и антифрикционные покрытия (Р. М. Матвеевский)	145	3.5. Уплотнения узлов трения (Х. Кшеминьски-Фреда)	218
2.6.1. Классификация и основные характеристики твердых смазочных материалов	145	3.5.1. Контактные уплотнения	218
2.6.2. Композиция на основе ТСМ	149	3.5.2. Бесконтактные уплотнения	222
2.6.3. Трибологические свойства ТСМ	152	Список литературы	224
2.7. Принцип подбора смазочных материалов с целью минимизации трения и изнашивания (И. А. Буяновский)	158	Глава 4. Гидродинамическая, эластогидродинамическая и граничная смазка в трибологических системах	226
Список литературы	161	Условные обозначения	226
Глава 3. Смазка элементов машин	165	4.1. Гидродинамическая смазка в узлах трения машины (М. В. Коровинский)	228
3.1. Виды трения при смазке	165	4.1.1. Физические свойства жидкостей, обеспечивающие гидродинамическую смазку. Диаграмма Герси—Штрибека. Формула Петрова	228
3.1.1. Трение при граничной смазке (И. А. Буяновский)	165	4.1.2. Вязкость жидкостей и газов и ее зависимость от температуры и давления	233
3.1.2. Трение при жидкостной смазке (Х. Кшеминьски-Фреда)	170	4.1.3. Плотность, теплоемкость и теплопроводность смазывающих жидкостей и газов	237
3.1.3. Трение при несовершенной смазке (смешанное трение) (Х. Кшеминьски-Фреда)	176	4.2. Проектирование и расчет опор скольжения под постоянной нагрузкой	240
3.2. Способы и системы смазывания (М. Хебда)	181	4.2.1. Методика расчета радиальных цилиндрических подшипников (Е. И. Квитницкий)	240
3.2.1. Устройства для создания разности давления смазочной жидкости	181	4.2.2. Расчет радиальных подшипников, работающих в экстремальных условиях (Е. И. Квитницкий)	257
3.2.2. Система дозирования смазочной жидкости	183	4.2.3. Методика расчета осевых подшипников скольжения (В. И. Дьяков)	262
3.2.3. Устройства для измерения давления, температуры и объема смазочной жидкости	185	4.2.3.1. Основные конструктивные соотношения осевых подшипников с наклонными несущими поверхностями	262
3.2.4. Теплообменники	186	4.2.3.2. Основные конструктивные соотношения осевых опор с самоустанавливающимися колодками	265
3.3. Фильтрация смазочного материала в системах смазывания (М. Хебда)	186	4.3. Устойчивость равновесно-	
3.3.1. Методы исследования загрязнений масла	187		
3.3.2. Процессы фильтрации масла	191		
3.3.3. Фильтрация жидкости в отстойниках	194		
3.3.4. Очистка жидкости в электростатическом поле	195		
3.3.5. Фильтры для очистки смазочных жидкостей	197		

го положения валов роторных машин на смазочной пленке (А. В. Воскресенский)	268	шанной и граничной смазке (Х. Кшеминьски-Фреда)	343
4.3.1. Оценка возможности потери устойчивости стационарного движения ротора и расчет границ устойчивости	268	4.7.1. Материалы для направляющих и подшипников скольжения	344
4.3.2. Конструктивные меры предотвращения самовозбуждающихся колебаний ротора	273	4.7.2. Материалы для подшипников качения	355
4.4. Гидростатические опоры скольжения (А. М. Веледницкий)	275	4.7.3. Материалы для зубчатых передач	357
4.4.1. Основные конструктивные схемы	275	4.7.4. Материалы кулачковых механизмов	363
4.4.2. Расчет гидростатических подшипников	279	Список литературы	363
4.5. Эластогидродинамическая задача трения в подшипниках качения, зубчатых передачах и кулачковых механизмах (Х. Кшеминьски-Фреда)	283	Глава 5. Подшипники качения (А. В. Орлов)	368
4.5.1. Нормальные напряжения, деформации и поле контакта неконформных деталей	289	Условные обозначения	368
4.5.2. Основные модели жидкостного трения в неконформных узлах	297	5.1. Основы проектирования и подбора подшипников качения	368
4.5.3. Дополнительные модели ЭГД-пленки смазки	308	5.1.1. Контактная прочность	368
4.5.4. Трение и изнашивание в неконформном смазанном контакте	321	5.1.2. Контактные напряжения и деформации	369
4.5.5. ЭГД-пленка смазки в подшипниках качения	325	5.1.3. Усилия в подшипниках	381
4.5.6. ЭГД-пленка смазки в зубчатых передачах	329	5.1.4. Упругие деформации подшипников	382
4.5.7. ЭГД-пленка смазки в кулачковых механизмах	334	5.1.5. Кинематика подшипника	384
4.5.8. Примеры расчета ЭГД-пленки смазки в неконформных узлах трения	335	5.2. Конструкции подшипников и их особенности	384
4.6. Граничная смазка при трении (И. А. Буяносский)	338	5.3. Расчет на долговечность	385
4.6.1. Критерии образования и разрушения граничных слоев при трении	338	5.4. Расчет на статическую грузоподъемность	387
4.6.2. Расчетные формулы для определения переходных температур	339	5.5. Трение качения и энергетические потери в подшипниках	387
4.6.3. Расчет на изнашивание при граничной смазке	340	5.6. Материалы для подшипников качения	390
4.7. Конструкционные материалы для узлов трения, работающих при жидкостной, сме-		5.7. Смазывание подшипников качения	390
		5.8. Повышение долговечности и предельной быстроходности подшипников качения	391
		5.9. Опоры качения с поверхностями оптимизированной формы, их расчет и технология изготовления	391
		5.9.1. Эллиптический профиль с начальным двухточечным контактом	393
		5.9.2. Сложный профиль	396
		5.9.3. Повышение долговечности роликовых опор	409
		5.9.4. Определение формы поверхностей качения, обеспечивающей заданное распределение давления на площадке контакта	410
		Список литературы	411

Справочник по триботехнике

В трех томах

От СССР: д-р техн. наук К. М. Бадыштова, канд. техн. наук И. А. Буяновский, канд. техн. наук А. В. Воскресенский, инж. А. М. Белодницкий, доц., канд. техн. наук В. И. Дьяков, доц., канд. техн. наук Е. И. Квитницкий, д-р техн. наук, проф. М. В. Коровчинский, д-р техн. наук В. Д. Лашки, проф., д-р техн. наук Р. М. Матвеевский, канд. техн. наук А. В. Орлов, д-р техн. наук И. Г. Фукс.

От Польши: доц., докт.-инж. А. Вахал, доц., докт.-инж. В. Гурски, доц., докт.-инж. Х. Кшемнньски-Фреда, д-р техн. наук, проф. М. Хебда.

Перевод польской части на русский язык Д. И. Юренкова, А. В. Чекалина

С74 **Справочник по триботехнике: В 3 т. Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения/Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 1990. — 416 с.: ил.**

ISBN 5-217-00967-5

Во 2-м томе советско-польского справочника изложены сведения о характерных узлах трения, работающих со смазочными материалами. Рассмотрены различные смазочные материалы и принципы их подбора с целью минимизации трения и изнашивания. Изложена техника смазывания элементов машин. Приведены инженерные методы расчета и оценки гидродинамической, эластогидродинамической и граничной смазки в трибологических системах: подшипниках скольжения и качения, зубчатых передачах и кулачковых механизмах. Представлены сведения о материалах деталей машин, работающих со смазыванием.

Для инженеров, занимающихся разработкой, изготовлением и эксплуатацией машин и материалов.

С $\frac{2702000000-210}{038(01)-90}$ 210—90

ББК 35.514я2

ISBN 5-217-00967-5 (Т. 2) © Издательство «Машиностроение»,
ISBN 5-217-00688-9 издательство ВКЛ, 1990

Уважаемый читатель, мы надеемся, что Вы уже ознакомились с первым томом советско-польского справочника по триботехнике, который посвящен теоретическим основам трения, изнашивания и смазывания, методам инженерных расчетов на трение и изнашивание, принципам конструирования узлов трения и методам моделирования трения и износа и ряду других проблем.

Теперь Вам предлагается второй том справочника, который логически связан с первым томом.

Во втором томе изложены сведения, необходимые научным работникам и инженерам для разработки, испытания и эксплуатации узлов трения, работающих при смазке. Подробно рассмотрены методы расчетов, испытания и конструирования подшипников скольжения и качения, герметизирующих устройств. Изложены сведения и принципы техники смазки. Наконец, даны необходимые сведения о смазочных материалах различных классов и назначений.

Материал второго тома содержит математические выкладки, таблицы, графики, номограммы и пояснительный текст. Текст содержит необходимые ссылки на рекомендуемую литературу и на соответствующие главы и параграфы первого и третьего томов.

Считаем целесообразным подчеркнуть, что трибология и триботехника стремительно развиваются в промышленно развитых странах и выдвигаются на передний план среди важных научно-технических задач. Для их решения во многих странах созданы государственные и общественные ор-

ганизации, которые способствуют развитию как науки о трении, износе и смазке (трибологии), так и ее инженерных приложений (триботехники) для различных отраслей народного хозяйства.

Например, в СССР за период написания и подготовки к изданию первого и второго томов справочника было издано Постановление Совета Министров СССР о создании на базе ранее существовавшего научного Совета по трению и смазке АН СССР межведомственного Научного Совета по трибологии при АН СССР, ГКНТ СССР и Союза НИО СССР, на который возложены обязанности всемерного расширения и углубления научно-технических работ в области трибологии в стране по линии министерств и ведомств. В этот же период по общественной линии Союз НИО СССР преобразовал ранее существовавший при ВСНТО Комитет по проблемам износостойкости и трения в Координационный Совет по триботехнике, который должен способствовать через общественные научно-технические общества широкому внедрению научных достижений в области трибологии и триботехники в инженерную практику.

Для этого создан хозрасчетный Научно-инженерный центр «Надежность машины». Успешную научно-техническую пропаганду ведут журналы «Трение и износ» (СССР) «Трибология» (Польша).

М. ХЕБДА,

А. В. ЧИЧИНАДЗЕ

Впервые требования к специальным задачам смазки были сформулированы Лейбницем в 1706 г. Он же математически описал различие между трением скольжения и трением качения.

Технический прогресс в начале XIX в. обусловил проведение обширных экспериментальных и теоретических исследований трения при жидкостной и граничной смазке.

Одним из важнейших достижений теории жидкостного трения является решение задачи о течении жидкости в тонком зазоре между твердыми телами (Рейнольдс, 1886 г.) и проведение экспериментальных исследований гидродинамической подъемной силы, выполненные в конце XIX в. Тауэром, Петровым и Фальцем. Позже (1902 г.) была установлена зависимость коэффициента трения от нагрузки, скорости скольжения и свойств смазочного материала (критерии Герси—Штрибека и Зоммерфельда) и получено приближенное решение уравнения Рейнольдса для общего случая (Холланд, 1959 г.).

В то время как трение при жидкостной смазке уже достаточно хорошо изучено, трение при граничной смазке требует решения многих еще неясных вопросов.

Первые представления о механизме трения при смазке базировались на том, что смазочный материал, разделяющий трущиеся поверхности, обладает низкой сдвиговой прочностью. Он должен быть термостойким и прочно сцепляться с поверхностью твердого тела. Современные знания о процессах трения при смазке выходят далеко за рамки этих представлений.

При оценке функциональной пригодности конструкций, работающих со смазкой, необходимо учитывать деформации и изменения твердых тел и их поверхностей, а также изменения свойств самого смазочного материала.

1.1. ХАРАКТЕРНЫЕ УЗЛЫ ТРЕНИЯ И ДЕТАЛИ МАШИН, РАБОТАЮЩИЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Различают три типовых вида узлов трения, определяемых кинематикой движения в зоне контакта и размером этой зоны. Каждый из видов состоит из твердых деталей и жидкости, разделяющей зону контакта.

В зоне контакта любого узла трения в зависимости от условий эксплуатации может возникнуть сухое, граничное, смешанное и жидкостное трение.

На рис. 1.1 приведена известная зависимость Герси—Штрибека для коэффициента трения от условий смазки по критерию Зоммерфельда Z , на которой показаны зоны граничного, смешанного и жидкостного трения. (Теоретические вопросы трения и износа при различных режимах смазки подробно рассмотрены в гл. 2 и 4 т. 1 этого справочника.)

1.1.1. Узлы трения скольжения

К узлам трения скольжения относятся радиальные и упорные подшипники скольжения, систему зеркало цилиндра—поршневые кольца, направляющие станков и т. д. Узел трения скольжения становится динамическим, когда скорости обеих тел в точках контакта различны и относительная скорость в этих точках не равна нулю. В большинстве узлов трения скольжения зоны трения смазываются жидкими смазочными материалами для обеспечения жидкостного трения в этих зонах. Жидкостное трение или внутреннее трение в жидкости возникает, если поверхности трения деталей машин полностью разделены слоем смазочного материала.

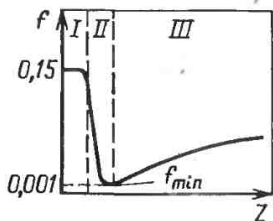


Рис. 1.1. Зависимость Гершн—Штрибека коэффициента трения f от критерия Зоммерфельда $Z = \eta\omega/P$:

I — граничное трение; II — смешанное трение; III — жидкостное трение; f_{min} — наименьшее значение коэффициента трения при смешанном трении, соответствующее критическому значению числа Зоммерфельда

В этих условиях величина силы сопротивления движению зависит только от вязкости, т. е. от внутреннего сопротивления жидкости, и не зависит от трибологических свойств поверхностей деталей машин. Жидкостное трение имеет место при гидростатическом и гидродинамическом трении.

Основное сопротивление при этом возникает от внутреннего трения в жидкости, что иллюстрируется следующим примером (рис. 1.2). Сила трения между пластинами a и b , разделенными квазиоднородным слоем жидкости, прямо пропорциональна относительной скорости v пластин и обратно пропорциональна расстоянию h между ними, а скорость деформации жидкости равна градиенту скорости перемещения ее слоев. Трибологические процессы при трении скольжения характеризуются кинематикой относительного движения обеих деталей (квазипостоянная или линейно изменяющаяся скорость, возвратно-поступательное движение и др.) и динамикой нагружения. Трибологические системы скольжения хорошо поглощают колебания, они обладают высокими стойкостью к ударным нагрузкам, передаваемым через слой смазочной жидкости, и высокой эксплуатационной прочностью. Сопротивление трения в трибологических системах скольжения обычно значительно выше, чем, например, в трибологических системах качения. Системы

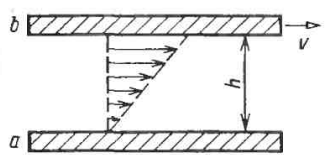


Рис. 1.2. Распределение скорости в слое смазки при гидродинамическом трении

скольжения, работающие в условиях смешанного трения, в зонах непосредственного контакта вершин неровностей имеют сухое и граничное трение, а в углублениях между вершинами, в так называемых микроклиньях, — жидкостное трение.

Смешанное трение возникает при малых относительных скоростях скольжения или при большом удельном нагружении зоны контакта, например, при запуске машин. Гидродинамическая теория смешанного трения предполагает, что в пленке смазочного материала сохраняются объемные свойства, если ее толщина больше $0,1 \mu\text{м}$ и неровности шероховатой поверхности контакта не превышают нескольких микрометров. В этих условиях при относительном движении в зонах трения смазочный материал вытягивается в углубления между микронеровностями, образуя микроклинья. Результирующая вертикальная гидродинамическая сила микроклиньев частично уравнивает нормальную нагрузку. Другая часть нагрузки воспринимается контактирующими неровностями при сухом и граничном трении. Поэтому сила смешанного трения равна сумме сил трения от взаимодействия контактирующих неровностей и сил жидкостного трения в микроклиньях. Обычно рассеяние энергии в зоне смешанного трения вычисляется в предположении, что среднестатистический коэффициент трения составляет $0,02 \dots 0,08$.

1.1.2. Системы трения качения

Динамическая система трения качения образуется, если скорость двух деталей в зоне контакта одинакова,

а продолжительность контакта стремится к нулю. Такая кинематика относительного движения в зоне трения характерна для поворота тела вокруг оси, проходящей через точку контакта и лежащей в плоскости, касательной к обоим телам (возможны случаи трения качения при скоростях в точке касания, одинаковых по значению и направлению или раздельно по значению и по направлению). При трении качения обычно реализуется низкое трение.

Трение качения существует в зоне контакта, где упругие деформации детали приводят к возникновению внешнего трения скольжения на границе контакта и к внутреннему трению в деформированном объеме поверхностного слоя контактной зоны. При таком режиме трения, по существу, отключается адгезионная (молекулярная) составляющая внешнего трения и проявляются по сравнению с трением скольжения значительно более низкие потери на упругий гистерезис.

При качении шара по плоскости направление действия нормальной реакции, уравнивающей нормальную нагрузку на шар, смещено от оси симметрии шара в направлении его движения на некоторую величину. Нормальная нагрузка на шар и реакция образуют момент трения качения. Чем больше деформации контактной зоны трения, зависящие от физических свойств материалов, из которых сделаны шар и основание, и смазочного материала, тем больше значение коэффициента трения качения, который определяется как отношение момента силы сопротивления качения относительно точки касания к нормальной нагрузке. Таким образом, коэффициент трения качения в отличие от коэффициента трения скольжения — величина размерная (имеет размерность длины). Трение качения реализуется в подшипниках качения, без которых нельзя представить ни одной более или менее сложной машины.

1.1.3. Смешанные узлы трения

В смешанных узлах трения относительные скорости обоих тел в зоне

трения различны, они прямо пропорциональны расстоянию от точки контакта до оси вращения одного из тел, перпендикулярной к поверхности трения.

К смешанным узлам трения относятся зубчатые передачи, упорные подшипники, нагруженные параллельно оси вращения, различные кулачковые механизмы.

Они могут работать при жидкостном, граничном, сухом и смешанном трении.

1.2. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Большинство узлов трения работает со смазыванием, поэтому смазочные материалы должны обладать строго заданными свойствами. Эти свойства определяются величинами удельной и полной нагрузок в зоне трения, максимальной, средней и объемной температурами в зоне контакта, кинематикой движения в зоне трения (качение, скольжение, смешанное), видом материалов обоих деталей трения, характеристикой волнистости и шероховатости поверхностей в зоне трения, свойствами окружающей среды и др.

Целью смазывания зон трения является получение преимущественно жидкостного трения, при котором потери на трение малы, а износ деталей практически отсутствует.

Различают жидкие (моторные, трансмиссионные, индустриальные и гидравлические масла), пластичные и твердые смазочные материалы.

Каждый вид смазочного материала характеризуется основными параметрами:

моторные масла — вязкостью, индексом вязкости, температурами застывания и вспышки, щелочным числом и зольностью;

трансмиссионные масла — вязкостью, индексом вязкости, температурой застывания и смазочной способностью; пластичные смазки — реологическими свойствами и их стабильностью в условиях эксплуатации.

Подробная информация о смазочных материалах и процессах трения в условиях смазки дана в последующих главах.

1.3. ТИПЫ СОВРЕМЕННЫХ СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ

Для снижения трения и изнашивания узлов трения широко используются смазочные материалы. По агрегатному состоянию они могут быть жидкими, пластичными, твердыми и газообразными. Наибольшее распространение в технике получили жидкие смазочные материалы (масла) и пластичные смазочные материалы (смазки). Смазочные масла (как и смазки) являются конструкционным элементом узла трения, во многом определяющим долговечность, надежность и потери на трение в трибосопряжениях. Эффективность использования смазочного масла в узле трения зависит от многих факторов: условий его применения (температуры, нагрузок, скоростей перемещения, характеристик окружающей среды и т. п.), режима эксплуатации машины или механизма (постоянных или переменных внешних воздействий, остановок и т. п.), конструктивных особенностей узла трения (типа, размера, характера движения трущихся поверхностей и др.), состава и свойств материалов, с которыми оно контактирует в процессе работы [1.1].

Как конструкционный материал узла трения масла выполняют следующие функции: 1) уменьшают трение, возникающее между сопряженными деталями; 2) снижают износ и предотвращают задиры трущихся поверхностей; 3) отводят тепло от трущихся поверхностей; 4) защищают поверхности трущихся деталей и другие изолированные части от коррозионного воздействия внешней среды; 5) уплотняют зазоры между сопряженными деталями; 6) удаляют из зоны трения продукты износа, коррозии и прочие загрязнения.

Необходимость в маслах, способных одновременно удовлетворять всем требованиям, не существует. В зависимости от назначения и условий эксп-

луатации используемое масло должно надежно выполнять две-три основные функции.

1.3.1. Классификация смазочных масел

Смазочные масла делят по способу получения и назначению. По происхождению выделяют нефтяные, синтетические и растительные масла. В наибольших масштабах используются масла, получаемые путем переработки нефтяного сырья (нефтяные масла). Синтетические масла, полученные на основе углеводородного или других видов сырья, и особенно растительные масла применяют ограниченно. Наряду с чисто нефтяными или синтетическими маслами все чаще используют их смеси друг с другом — так называемые полусинтетические масла (более правильно — частично синтетические).

Нефтяные масла в зависимости от способа получения делят на дистиллятные (из нефтяных дистиллятов, выделенных вакуумной перегонкой мазута), остаточные (из остатка от вакуумной перегонки мазута — гудрона), компаундированные (смесь дистиллятных и остаточных масел). Основой для приготовления товарных нефтяных масел являются базовые масла, в которые вводят присадки и их композиции. Некоторые товарные масла не содержат присадок. В самостоятельную группу выделяют загущенные масла,готавливаемые загущением базовых масел полимерными присадками.

Наиболее часто используется классификация смазочных масел по их назначению. Выделяют следующие основные группы масел: моторные, промышленные, трансмиссионные, турбинные, компрессорные, приборные и некоторые другие масла более узкого специального назначения. Наиболее значительной по объему производства и ассортименту является группа моторных масел: для бензиновых (карбюраторных) двигателей, для дизелей. К этой же группе относятся универсальные масла, применяемые в двигателях разной конструкции. В группу промышленных масел для промышленного оборудования входят масла

для гидравлических систем, для направляющих скольжения, для шпинделей, для зубчатых передач и др. Трансмиссионные масла подразделяются на масла, используемые для смазывания механических, гидромеханических и гидростатических передач.

Смазочные масла независимо от условий применения и назначения должны обладать следующими основными свойствами: 1) надежно выполнять свои функции в широком диапазоне температур, нагрузок, скоростей перемещения; 2) минимально изменять свойства при внешних воздействиях в условиях хранения и применения; 3) не воздействовать на контактирующие с ними материалы; 4) иметь хорошие экологические свойства (отсутствие воздействия на окружающую среду, минимальные пожаро- и взрывоопасность, способность к многократной регенерации или полной утилизации и др.); 5) быть полученными из легко доступного сырья и иметь невысокую стоимость.

Все шире применяются специальные масла, свойства которых обусловлены особенностями их эксплуатации. Одновременно повышаются характеристики основных свойств, зависящие от увеличения температур эксплуатации масел, нагрузок на механизмы и др.

Товарные масла состоят из базовых масел (основ) нефтяного или синтетического происхождения (иногда их смеси), в которые вводятся специальные присадки, улучшающие те или иные свойства основы. Для этих же целей используют и твердые порошкообразные, антифрикционные добавки, улучшающие прежде всего смазочную способность масел. Некоторые индустриальные, компрессорные и ряд других масел не содержат присадок.

1.3.2. Основы, используемые для получения масел

Нефтяные базовые масла представляют собой сложные смеси, состоящие из парафиновых, ароматических и нафтеновых углеводородов (прежде всего смешанного строения), а также кислород-, серо- и азотсодержащих органических соединений и смолисто-

асфальтеновых веществ. Элементарный состав соединений, строение молекул углеводородов и их молекулярная масса влияют на величины плотности, вязкости, температуры кипения и застывания (кристаллизации), поверхностной активности и другие физико-химические свойства масел [1.2].

При выборе базовых масел (основ) следует учитывать не только назначение товарного продукта и возможные особенности его применения, но и общие свойства смазочных масел. Сравнительная оценка свойств базовых масел разного химического состава по наиболее важным эксплуатационным показателям представлена в табл. 1.1 [1.3].

Сравнительно недавно функциональные свойства многих масел оценивали прежде всего по их вязкостно-температурным характеристикам и смазочной способности. В настоящее время требования к эксплуатационным свойствам масел значительно расширились и ужесточились, что и сделало необходимым введение большого количества разных показателей свойств масел. В общем случае смазочные масла должны обладать следующими характеристиками:

1) оптимальными вязкостно-температурными свойствами, обеспечивающими подвижность при низких температурах, и важными для создания прочной смазочной пленки на рабочих поверхностях в широком диапазоне температур;

2) смазывающими свойствами, обеспечивающими минимизацию трения и различных видов изнашивания;

3) высокой устойчивостью к окислению, предотвращающей значительное изменение химического состава смазочных масел в процессе их работы;

4) моющими свойствами, влияющими на снижение склонности масел к образованию различных отложений на рабочих поверхностях, и в смазочной системе.

5) низкой коррозионной активностью;

6) удовлетворительными защитными свойствами, позволяющими маслу предохранять металл от атмосферной коррозии.

1.1. Сравнительные свойства (в баллах) нефтяных и синтетических базовых масел

Масло	Подвижность	Индекс вязкости	Стабильность к окислению	Испаряемость	Воспламеняемость	Преимущество к преадам	Смазочная способность	Совместимость с нефтяными основами	Совместимость с уплотнительными материалами	Стоимость
Нефтяное:										
обычного способа получения	3	3	3	3	2	5	5	7	6	Очень низкая
высокоочищенные или синтетические углеводороды	5	5	5	5	1	5	5	7	5	Умеренно высокая
Масла на основе:										
эфиров	6	6	5	5	4	6	6	6	3	Умеренная
силиконов	7	7	5	5	3	1	1	1	5	Высокая
полиэфиров (полиалкиленгликолей)	5	6	3	3	3	5	5	2	3	Умеренная
фосфатов	3	3	4 ²	4	6	5	4	5	1	То же
силоксанов	7	7	3	5	3	3	3	3	3	Высокая
фторированных углеводородов	3	1	7	4	7	1	5	1	5	Очень высокая
полифениловых углеводородов, полифениловых эфиров	1	1	5	5	3	3	3	5	3	То же

¹ Преимущественно для пары трения сталь по стали;

² Продукты разложения отличаются повышенной коррозионной агрессивностью.

Примечания: 7 — отличная; 6 — очень хорошая; 5 — хорошая; 4 — достаточно хорошая; 3 — удовлетворительная; 2 — не вполне удовлетворительная; 1 — неудовлетворительная (плохая).

Кроме того, смазочные масла должны обладать низкими испаряемостью, пенообразующей способностью и эмульгируемостью, не оказывать отрицательного влияния на уплотнительные материалы, не быть токсичными, не подвергаться биоповреждениям, не изменять свойств при хранении и регенерации, легко транспортироваться и не вызывать загрязнений окружающей среды.

Наряду с принятыми и широко распространенными в настоящее время основными показателями (вязкостно-температурные, антиокислительные, противозносные, защитные и антикоррозионные, диспергирующие и стабилизирующие, противопенные и др.) для моторных масел введены и новые — противопиттинговые, демпфирующие, характеризующие коррозионно-механическое изнашивание

и др. Для придания маслам перечисленных показателей создаются новые технологии производства базовых масел; при этом все более широко используются смеси нефтяных и синтетических масел, разрабатываются принципиально новые типы присадок.

Исходя из технико-экономических потребностей производства в качестве основ для получения моторных, трансмиссионных и индустриальных масел используются в основном базовые нефтяные масла. В небольших объемах применяются и синтетические компоненты, преимущественно полиальфаолефины, алкилбензолы, эфиры (диолы и полиолы). Выбор основы определяется и ее вязкостно-температурными свойствами, и склонностью к испарению при высоких температурах, что косвенно характеризует также смазывающие свойства масла, обеспечивающие надежность функционирования трибосопряжения и сохранение его технических характеристик. Вязкостно-температурные свойства масел определяют возможность их подтекания к трущимся деталям при низких температурах и способность создания масляной пленки, разделяющей сопряженные поверхности, при высоких температурах. Косвенно прочность образованной смазочной пленки характеризуется термической устойчивостью масла или склонностью к испарению. Последняя определяет также расход масла в процессе эксплуатации.

Используемые в производстве масел нефтяные основы существенно отличаются по вязкости и способу получения. Так, например, для получения индустриальных масел применяются в основном дистиллятные мало вязкие масла, имеющие вязкость 3 ... 190 мм²/с при 50 °С. Основу моторных и трансмиссионных масел составляют, как правило, более вязкие продукты. Базовые трансмиссионные масла представляют собой экстракты фенольной очистки, разбавленные индустриальными дистиллятными маслами, а также смеси дистиллятных и остаточных компонентов. Для получения всесезонных универсальных трансмиссионных масел в качестве их основы рекомендуют при-

менять высокоиндексные депарфинированные масла, аналогичные используемым в производстве моторных масел. Свойства наиболее типичных нефтяных базовых масел представлены в табл. 1.2 [1.4].

Повышение подвижности масел при низких температурах, в особенности специальных северных сортов, достигается использованием вместо нефтяных основ различных синтетических продуктов. Высокий уровень эксплуатационных свойств синтетических масел (хорошая вязкостно-температурная характеристика, малый расход на угар и т. п.) свидетельствует о перспективности расширения их производства в будущем. Из экономических соображений наряду с полностью синтетическими основами масел используют смеси нефтяных масел с синтетическими продуктами (полусинтетические или частично синтетические масла). Это позволяет получить композиции, показатели эксплуатационных свойств которых значительно улучшены по сравнению с каждым из компонентов в отдельности.

Вязкостно-температурные свойства синтетических продуктов, и в частности полиальфаолефинов, эфиров и алкилбензолов, зависят от их химического состава и строения молекул, а при низких температурах значительно лучше тех же свойств масел на нефтяной основе (табл. 1.3—1.5). Подбор синтетической основы с разными свойствами возможен путем направленного синтеза (рис. 1.3, 1.4).

Для получения наиболее полных и объективных представлений о специфике смазочного действия различных масел при отрицательных температурах принято оценивать их динамическую, а не кинематическую вязкость. Значения динамической вязкости базовых масел различного происхождения представлены в табл. 1.6.

На основании анализа экспериментальных данных предлагается описывать смазочное действие масел разного химического состава и строения при низких температурах зависимостью, близкой к уравнению Вальтера:

$$\ln \ln (\eta + 0,8) = c - b \ln T, \quad (1.1)$$

1.2. Свойства некоторых нефтяных масел

Масло	Кинематическая вязкость ν_{100} , мм ² /с, при температуре, °С				Индекс вязкости	Температура застывания, °С
	100	50	-18	-29		
Селективной очистки: АУ АСВ-5	3,5	11,8	736,0	2150	88	-47
	5,1	20,6	1710	6440	95	-45
Крекинга, фракции: 360 ... 400 °С 360 °С ... конец кипения 400 °С ... конец кипения	3,0	9,0	280	745	107	-52
	4,1	14,0	703	2065	112	-45
	4,5	15,3	785	2330	120	-50

1.3. Свойства полиальфаолефинов [1.5]

Фракция, выкипающая в диапазоне температур, °С	Среднее число атомов углерода в молекуле мономера	ν_{100} , мм ² /с, при 100 °С	Индекс вязкости ИВ	Температура застывания, °С
40 ... 140	5 ... 7	8,7	104	-62
140 ... 180	8 ... 10	9,2	112	-58
180 ... 240	12 ... 14	9,4	116	-52
140 ... 240	8 ... 14	9,0	115	-55
240 ... 320	16 ... 20	9,5	119	-38

1.4. Свойства сложных эфиров [1.6]

Эфир	ν_{100} , мм ² /с, при температуре, °С					ИВ	Температура застывания, °С
	98,9	37,8	-17,8	-40	-53		
Ди(2-этилгексил)себацат	3,3	12,5	187	1450	7 800	154	-59
Ди(С ₉ -оксо)азеланат	3,4	12,5	177	1280	7 030	166	-57
Ди(С ₁₀ -оксо)адипинат	3,5	14,5	268	2560	2 516	147	-59
Ди(С ₁₀ -оксо)азеланат	4,3	18,6	376	3640	25 330	164	-59
Дипеларгонат дипропилгликоля	2,8	9,8	124	960	650	143	-59
Трипеларгонат триметилолпропана	4,6	22,5	670	6400	—	143	-51
Тетракапронат пентаэритрата	4,4	20,0	452	4600	—	148	-40

1.5. Свойства линейных алкилбензолов [1.7]

Число углеродных атомов в алкильной группе	ν_{100} , мм ² /с, при 99 °С			Температура засы- вания, °С	
	моноал- килбен- зола	диалкил- бензола	триал- килбен- зола	диалкил- бензола	триал- килбен- зола
6	0,7	—	2,4	—	-40
7	0,8	—	3,2	—	-40
8	0,9	—	3,9	—	-6
10	1,0	3,1	—	-62	—
12	1,5	4,0	—	-62	—
13	1,6	5,0	—	-54	—
14	1,9	5,7	—	-29	—
16	2,0	7,0	—	-12	—

где η — динамическая вязкость, мПа·с; T — температура, К; b и c — показатели, зависящие от химического состава масла. Показатель b характеризует интенсивность изменения вязкости в зависимости от изменения температуры.

Как показывают расчеты, показатель b для всех синтетических продуктов ниже, чем для нефтяных (3,3 ... 3,5 против 3,7 ... 3,9), следовательно, синтетические масла обладают лучшими вязкостно-температурными свойствами, чем нефтяные. Показатель b не одинаков для различных синтетических масел и зависит от их структуры и строения: для эфиров b больше (3,5 ... 3,6), чем для алкилбен-

золов (3,3) и полиальфаолефинов (3,4).

Термическая устойчивость, оцениваемая по потере массы от испарения синтетических продуктов, выше этого же показателя для равновязких нефтяных масел (табл. 1.7) [1.8]. Из этой же таблицы 1.7 следует, что эфиры двухосновных кислот несколько уступают по этому показателю эфирам полиолов, а последние — алкилбензолам. Потери массы ΔM , определенные дериватографическим методом, обычно описываются зависимостью от температуры T следующего вида:

$$\Delta M = 1/[1 + (T/T_c)^n], \quad (1.2)$$

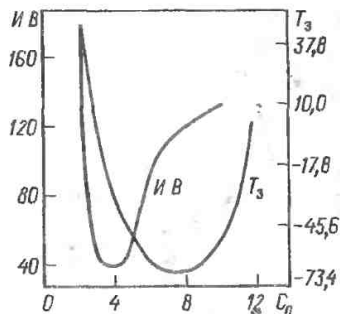


Рис. 1.3. Влияние числа C_n углеродных атомов в молекуле мономера на индекс вязкости $ИВ$ и температуру засыпания T_z олигомеров альфаолефинов

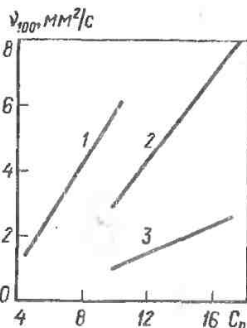


Рис. 1.4. Зависимость вязкости ν_{100} при-
моцельных фторалкилбензолов от числа C_n
углеродных атомов в алкильной цепи:
1 — триалкилбензола; 2 — диалкилбен-
зола; 3 — моноалкилбензола

1.6. Вязкостно-температурные свойства нефтяных и синтетических базовых масел

Масло	ν_{100} , мм ² /с, при 100 °С	Динамическая ¹ вязкость, η , мПа/с, при температуре, °С						Температура растворения, °С
		0	-10	-18	-30	-40	-60	
Нефтяная основа	11,0	1800	5100	62 000	62 400	—	—	-23
Высокоочищенная нефтяная основа	3,2	170	370	830	8 200	16 000	114 000	-48
Диоктилсебацат	3,3	64	117	205	574	1 600	5 100	-62
Тетраэфир пентаэритритола	5,1	208	416	820	2 600	9 300	61 100	-52
Эфир неопентилполиола	3,5	94	180	328	930	2 800	13 500	-66
Полиальфалефины	9,0	780	1700	3 700	15 500	67 200	180 000 ²	-44
Алкилбензолы	10,2	680	1500	3 100	12 600	49 000	114 000 ²	-41
Основа изопарафинового масла	3,4	68	130	230	660	1 600	6 600	-61

¹ Определение проводилось на вискозиметре Хеллера.

² Вязкость определена при температуре минус 45 °С.

где T_c — температура потери 63 % массы испытуемого продукта, °С; n — показатель, характеризующий скорость потери массы продукта.

Для нефтяных масел значение T_c изменяется в пределах 310 ... 320 °С, для эфиров двухосновных кислот — 320 ... 330 °С, для эфиров полиолов — 330 ... 360 °С и т. д.

Нефтяные и синтетические базовые масла обладают различными смазывающими свойствами, что определяется различием вязкостно-температурных и поверхностных свойств и влияет на способность формирования смазочных слоев на контактирующих поверхностях трения (табл. 1.8).

Выбор базовых масел для получения товарных масел зависит от назначения и особенностей применения последних.

1.3.3. Функциональные присадки и антифрикционные добавки

В процессе работы машин и механизмов происходят значительные химические и физические изменения масел, т. е. изменения их состава и свойств, что влияет на эксплуатационные свойства масел. Для предотвращения подобных изменений в большинство смазочных масел вводят специальные вещества и их композиции. В зависимости от состояния и растворимости в масле эти вещества получили разное название. Органические масло-растворимые продукты называют присадками, они составляют самую распространенную группу добавок к маслам. Твердые нерастворимые вещества, как правило, неорганического проис-

1.7. Испаряемость некоторых нефтяных масел и синтетических продуктов, оцениваемая температурой масла при соответствующих потерях массы

Продукт	v_{100} , мм ² /с, при 100 °С	Температура, °С, соответствующая потере массы, %							
		10	15	20	25	33	40	50	63
Диизодециладипинат	3,5	240	250	260	272	290	300	315	320
Диизооктилazelанат	3,6	230	240	255	265	280	287	295	306
Диизооктилсебацинат	3,3	260	275	280	290	305	310	320	335
Эфир триметилпропана	3,5	250	205	275	285	300	315	325	332
Эфир пентаэритритола	5,0	270	285	300	316	325	335	345	360
Эфир неопентилолиола	4,3	255	270	280	290	305	350	360	380
Алкилбензолы	10,2	277	300	310	322	340	350	360	380
Полиальфаолефины	9,0	250	270	285	300	320	335	355	370
Высокоочищенное нефтяное масло	3,4	210	230	240	255	272	280	285	295
То же	5,0	250	255	270	282	295	310	320	335
Изопарафиновое масло	3,4	235	250	260	265	280	290	305	315

1.8. Противозносные и противозадирные свойства различных базовых масел

Базовое масло	v_{100} , мм ² /с	Критическая нагрузка введания, Н	Нагрузка оваривания, Н	Индекс вадира
Высокоочищенное нефтяное масло	5,0	500	1410	25
То же	—	630	1410	28
»	—	730	1580	35
Полиэтилсилоксан	—	360	1260	16
Полиметилсилоксан	—	360	1410	16
Эфир пентаэритритола	5,0	890	2590	42
Диизооктилсебацинат	3,3	630	1120	24
Диизооктилфталат	—	630	1580	26

Примечание. Испытания проводились на четырехшариковой машине (ЧШМ) трения с диаметром шаров 12,7 мм.

кождения, называют антифрикционными добавками.

В качестве присадок используется 100 органических соединений. С помощью присадок можно повысить устойчивость масел к окислению, абсо-

лютное значение их вязкости и уменьшить зависимость вязкости от температуры, понизить температуру застывания (изменить текучесть), повысить их смазочную способность, уменьшить коррозию металлических поверхностей

Присадки	Химическое соединение (условные обозначения)
Моющие (детергенты)	Сульфонаты, феноляты, салицилаты различных металлов (преимущественно кальция, бария, магния) (МАСК, АСК, ПМС «А», С-150, АСВ)
Диспергирующие (дисперсанты)	Моно- и бис-сукцинимиды, эфиры янтарной кислоты, модифицированные основания Манниха (дипрол, С-5А)
Антиокислительные	Тиофенолы, ароматические и алифатические амины, дитиофосфаты и дитиокарбаматы различных металлов, преимущественно цинка, бария, сурьмы (ионол, агидол-2, ИХП-21, ВНИИНП-354)
Противоизносные и противозадирные	Дитиофосфаты металлов, сульфиды и их производные, дисульфиды и их производные, фосфаты, эфиры трихлорметилфосфоновой кислоты (АБЭС, КИНХ-2, ЛЗ-23к, ОТП, клорэф-40, ЛЗ-318)
Антифрикционные	Металлические мыла, дитиофосфаты и дитиокарбаматы молибдена и их производные, дисульфид молибдена, графит (ПАФ-4, фриктол)
Вязкостные (загущающие)	Полиизобутилен, сополимеры олефинов, полиметакрилат, винипол, сополимеры диена со стиролом (КП-10, ПМА «В-1» и «В-2»)
Депрессорные	Полиметакрилат, кальциевая соль алкилфенола, бариевая соль биссульфидалкилфенола (ПМА «Д», АЗНИИ-ЦИАТИМ-1)
Противопенные	Силоксаны (ПМС 200А)
Защитные (ингибиторы коррозии, антиржавейные)	Нитроорганические масла, сукцинимид мочевины (АКОР-1, СИМ, НГ-107)

снизить отложения нагаров на деталях двигателей и т. д. По функциональному действию присадки разделяют на антиокислительные, вязкостные (загущающие), моюще-диспергирующие, антифрикционные, противоизносные, депрессорные, противопенные и др. (табл. 1.9).

Присадки вводят в масла в небольших количествах: от долей до нескольких процентов (в композициях их общая концентрация может достигать до 15 % и более). Исключение составляют вязкостные присадки, которые могут добавляться в количестве до 20 ... 30 %.

По химическому составу присадки представляют собой производные различных органических соединений — алкилфенолов, аминов, дитиофосфорных, дитиокарбаминовых, салицило-

вых кислот и некоторых других веществ. Молекулы присадок состоят из одной или нескольких полярных групп и одной или нескольких неполярных. Полярные группы обуславливают адсорбцию молекул поверхностно-активных присадок на границе между маслом и металлом. По составу активной (полярной) группы выделяют S, P, O, Cl, N, B — содержащие присадки. Неполярные группы (алкильные радикалы, нафтенные или ароматические кольца и их сочетания) определяют растворимость присадок в маслах. Большинство товарных присадок являются техническими продуктами, представляющими собой раствор активного компонента в масле или другом растворителе. В таком виде под различными условными названиями и индексами выпускаются

производные мочевины, сульфаты, сульфонаты, сукцинимиды, эфиры фосфорной кислоты и многие другие присадки.

От характера взаимодействия присадок друг с другом (в случае композиции) и с полярными компонентами масла зависит восприимчивость (или приемистость) масел к присадкам и взаимное ослабление (антагонизм) или усиление (синергизм) функционального действия присадок при их совместном применении. Антагонизм или синергизм действия смеси двух присадок зависит от их взаимодействия друг с другом, на которое влияют внешние факторы — температура, влажность и т. п. Так, например, на взаимодействие молекул присадок влияют продукты окисления масел, вода может вызывать гидролиз присадок.

Моющие присадки (детергенты) предназначены для снижения склонности масел к образованию отложений преимущественно на нагретых металлических поверхностях. Кроме того, они нейтрализуют различные кислые продукты, накапливающиеся в масле. Диспергирующие присадки (дисперсанты) используются для повышения коллоидной стабильности масла, удерживания в его объеме примеси органического и неорганического характера, накапливающихся в процессе работы. Это предотвращает повышенное осадкообразование на рабочих поверхностях и в смазочной системе двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

Действие антиокислительных присадок направлено на стабилизацию химического состава масла в особенности при высоких температурах. Антифрикционные, противоизносные и противозадирные присадки предназначены для улучшения смазывающих свойств масел. Вязкостные (загущающие) присадки используются для регулирования соотношения уровней вязкости массы при низких и высоких температурах. Противокоррозионные присадки предотвращают повышенную коррозию (коррозионное изнашивание) деталей из цветных металлов и их сплавов. Депрессорные присад-

ки снижают температуру застывания масел и увеличивают их подвижность (текучесть) при отрицательных температурах. Противопенные присадки снижают склонность масел к пенообразованию в особенности при аэрации в процессе эксплуатации. Ингибиторы коррозии предохраняют металлы от атмосферной коррозии, иницируемой влагой.

Действие присадок не ограничивается только одной функцией, а в той или иной мере проявляется и по другим направлениям. Так, например, моющие присадки могут оказывать влияние на антиокислительные свойства масел, антифрикционные — на противоизносные и т. п. В общем виде действие функциональных присадок по различным направлениям представлено (ориентировочно) в табл. 1.10. Однако в пределах каждой группы эффективность действия присадок может заметно изменяться в зависимости от концентрации и состава присадки, а также химического состава базового масла.

Поскольку все присадки являются поверхностно-активными веществами (ПАВ), то независимо от своего функционального назначения они влияют на смазочную способность масла. В режиме смазывания, близком к граничному, моющие присадки практически не влияют на антифрикционные и противоизносные свойства масла (табл. 1.11, 1.12). В то же время при использовании в ДВС они оказывают противоизносное действие, зависящее от химического состава и строения детергента (см. табл. 1.12). Вместе с тем следует учитывать, что зольные моющие присадки, как правило, ухудшают противозадирные свойства базовых масел.

Наиболее распространенными из числа дисперсантов являются сукцинимиды. В общем случае они также практически не влияют на противоизносные свойства масел, хотя и несколько снижают их противозадирные характеристики, в особенности в паре трения кольцо — гильза цилиндра. Повышение эффективности смазочного действия сукцинимидов достигается путем введения в их состав различных

1.10. Эффективность функционального и побочного действия присадок

Присадки	Свойства					
	моющие	диспергирующие	нейтрализующие	антикоррозионные	антиокислительные	противоносные и противозадирные
Алкилфенольные	2	1	2	2	3	3
Алкилсилилатные:						
низкощелочные (АСК)	4	1	2	1	4	1
щелочные (МАСК)	4	1	5	4	4	3
Сульфонатные:						
нейтральные	3	3	0	3	0	1
средне- и высокощелочные	4	5	5	4	0	1
Дитиофосфатные	0	1	0	4	4	4
Сукцинимидные	4	5	3	1	3	1

Примечание. 5 — отлично; 4 — хорошо; 3 — удовлетворительно; 2 — неудовлетворительно; 1 — очень плохо; 0 — полное отсутствие.

1.11. Эффективность антифрикционного и противозносного действия 2 %-ных растворов некоторых типов моющих присадок в нефтяном масле

Моющая присадка	Антифрикционное действие ΔT , усл. ед.	Диаметр пятна износа $d_{из}$, мм
Фенолят:		
бария	0,90	0,59
кальция	1,00	0,47
Фосфонат бария	0,95	0,79
Среднещелочной сульфонат кальция	0,90	0,65
Сульфонат бария	0,95	0,63
Высокощелочной сульфонат кальция	0,90	0,51
Салицилат кальция	0,90	0,54

Примечание. Испытания на ЧШМ трения с диаметром шаров 9,52 мм при нагрузке $P = 200$ Н и продолжительности трения 1 ч. Диаметр пятна износа $d_{из}$ без присадки для базового масла 0,70 мм при $\Delta T = 1,00$. Чем ниже ΔT , тем выше эффективность антифрикционного действия моющих присадок.

активных элементов, в частности S, P, Mo (табл. 1.13).

Антифрикционные, противозносные и противозадирные присадки вводят в смазочные масла для снижения трения и предотвращения различных

видов изнашивания соединений. Эффективность их действия также зависит от строения присадки и химического состава масляной основы (табл. 1.14). Наиболее часто применяемыми противозносными и противозадир-

1.12. Эффективность противозносного действия некоторых мощщих присадок в нефтяном масле [1.9]

Присадка (ее концентрация)	ν_{100} , мм ² /с	Сульфатная вольность, %	Щелочное число, мг КОН/г	Установив- шаяся ско- рость изна- шивания, отн. ед.·ч	Износ за первый час испытания, отн. ед.	Износ за 5 ч испытания	
						отн. ед.	%
Без присадки	10,3	0,005	0,01	373±16	762±39	2254±35	100
Среднщелочной сульфонат кальция (6,8 %)	10,9	0,83	5,37	223±11	776±27	1668±24	74
То же (4,3 %)	10,9	0,79	5,53	289±10	448±25	1654±22	79,5
Высокощелочной сульфонат кальция (1,8 %)	10,7	0,78	5,73	259±12	664±28	1700±21	75
Нейтральный суль- фонат кальция (9,3 %)	10,4	1,39	2,46	169±14	335±33	1031±30	46
Среднщелочной сульфонат бария (5,3 %)	10,5	1,36	3,94	148±17	288±41	880±37	39

Примечание. Оценка производилась по износу верхнего поршневого кольца дизеля 1Ч 10,5/13.

1.13. Элементный состав и эффективность (по ГОСТ 9490—75) противозносного и противозадирного действия модифицированных сукцинимидов [1.10]

Содержание элементов, %				Концентрация присадки, %	P_c , Н	P_k , Н	H_3	d_H , мм (ре- жим испытан- ия: $P =$ $=400$ Н, l ч)
N	Mo	S	P					
1,5	2,5	—	—	3,0	1500	475	20,7	0,9
0,9	2,0	4,5	—	3,6	2240	710	35,0	0,7
1,5	2,5	2,7	—	3,0	2000	670	31,8	1,9
2,0	2,5	3,7	—	3,9	2240	670	37,0	0,8
0,9	2,6	3,4	1,6	4,0	2240	750	32,5	0,44
1,5	2,4	2,8	—	3,0	2000	670	31,8	1,9
Дитиофосфат цинка (для сравнения)				1,2	2240	750	37,0	0,4

Примечание. Для базового масла $P_c = 1400$ Н; $P_k = 600$ Н; $H_3 =$
 $= 25,0$ и $d_H = 0,99$ мм.

1.14. Эффективность противозносного и антифрикционного действия присадок (2 %) в различных масляных основах

Присадка	Обычная нефтяная ($v_{100} = 11,0 \text{ мм}^2/\text{с}$)		Высокоочищенная нефтяная ($v_{100} = 3,4 \text{ мм}^2/\text{с}$)		Полнальфоолефины ($v_{100} = 9,0 \text{ мм}^2/\text{с}$)	
	ΔT , отн. ед.	$d_{н'}$, мм	ΔT , отн. ед.	$d_{н'}$, мм	ΔT , отн. ед.	$d_{н'}$, мм
Диалкилдитиофосфат цинка	1,00	0,30	1,02	0,45	1,20	0,40
Диарилдитиофосфат цинка	1,00	0,30	1,30	0,88	1,24	0,54
Диарилдитиофосфат бария	1,40	0,76	1,10	0,92	1,40	0,66
Бариевая соль продукта конденсации алкилфенола с формальдегидом и аммиаком	1,10	0,47	1,04	0,60	1,10	0,68
Бис (алкилбензилтио)этан	1,20	0,69	1,24	1,02	1,10	0,73
Диарилдитиофосфат молибдена	0,54	0,38	0,62	0,32	0,74	0,35
Присадка	Изопарафиновые масла ($v_{100} = 3,4 \text{ мм}^2/\text{с}$)		Алкилбензолы ($v_{100} = 10,2 \text{ мм}^2/\text{с}$)		Динвооктилсебацат ($v_{100} = 3,3 \text{ мм}^2/\text{с}$)	
	ΔT , отн. ед.	$d_{н'}$, мм	ΔT , отн. ед.	$d_{н'}$, мм	ΔT , отн. ед.	$d_{н'}$, мм
Диалкилдитиофосфат цинка	0,86	0,39	1,28	0,49	0,75	0,43
Диарилдитиофосфат цинка	1,03	0,95	1,30	0,99	0,70	0,37
Диарилдитиофосфат бария	1,06	0,71	1,28	0,74	0,80	0,42
Бариевая соль продукта конденсации алкилфенола с формальдегидом и аммиаком	1,10	0,58	1,06	0,55	0,84	0,51
Бис (алкилбензилтио)этан	1,00	0,68	1,36	0,74	0,70	0,31
Диарилдитиофосфат молибдена	0,55	0,36	1,00	0,74	0,40	0,32

Примечание. Испытания проведены на ЧШМ вращая с диаметром шаров 9,52 мм; нагрузка на верхний шар равна 200 Н; время испытания 1 ч; при оценке антифрикционных свойств за единицу принята сила трения, получаемая на нефтяном масле с $v_{100} = 11 \text{ мм}^2/\text{с}$.

1.15. Эффективность функционального действия дитиофосфатов цинка различного строения

Действие	Эффективность действия		
	Первичный алкил	Вторичный алкил	Арил
Противоизносное	Средняя	Высокая	Низкая
Антиокислительное	Средняя	Высокая	Низкая
Термоустойчивость	Средняя	Низкая	Высокая

ными присадками к маслам разного назначения являются дитиофосфаты металлов, и в особенности дитиофосфат цинка. По их применению накоплен большой опыт, некоторые обобщения которого представлены в табл. 1.15.

Вязкостные присадки влияют на смазывающие свойства масла, они способствуют изменению толщины смазочной пленки в узле трения. Эффективность их действия зависит от типа полимера и его молекулярной массы. С увеличением последней смазочное действие улучшается (рис. 1.5), что определяется прежде всего повышением вязкости масла. Опытным путем уста-

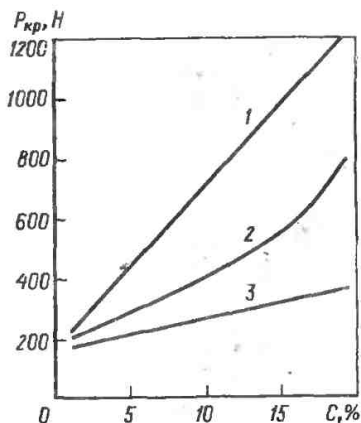


Рис. 1.5. Зависимость критической нагрузки заедания $P_{кр}$ от концентрации полиизобутилена C разной молекулярной массой (высокоочищенная нефтяная основа вязкостью $3,0 \text{ мм}^2/\text{с}$ при 100°C):
1 — 3000 Н; 2 — 8000 Н; 3 — 20 000 Н

новлено, что несущая способность масляной пленки, характеризующаяся критической нагрузкой заедания ($P_{кр}$), зависит от вязкости масла ν и определяется соотношением

$$P_{кр} = a\nu^b, \quad (1.3)$$

где a, b — постоянные, зависящие от химического состава масла.

Такая зависимость сохраняется лишь до определенного предела значений вязкости (рис. 1.6).

Как уже отмечалось, присадки, используемые в маслах, могут проявлять синергистические или антагонистические свойства, усиливающие или ослабляющие их действие по основному функциональному направлению (табл. 1.16). Так, например, наличие детергентов влияет на эффективность действия дитиофосфатов цинка как противоизносных присадок. Каче-

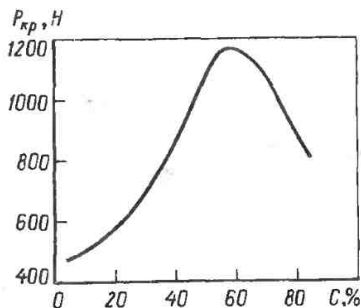


Рис. 1.6. Зависимость критической нагрузки заедания $P_{кр}$ от содержания C полиметакрилата в высокоочищенном нефтяном масле

1.16. Влияние дитиофосфата цинка на эффективность противоизносного действия мощных присадок в нефтяном масле [1.11]

Присадка	Удельный износ 10^{-2} , см ³ /Н	
	без противоизносной присадки	с дитиофосфатом цинка (0,07 %)
Без присадки	30,8	0,7
Сульфонат:		
калия	13,3	1,5
бария	13,7	2,4
кальция	10,4	7,5

Примечание. Содержание мощных присадок 8,8 милли-эквивалентных на 100 г масла. Испытания проводились на ЧШМ трения при скорости скольжения 23 м/с, нагрузке 264 Н, температуре масла 100 °С.

1.17. Совместимость в маслах присадок различного функционального назначения

№ п/п	Тип присадки	1	2	3	4	5	6	7	8
I	Вязкостные (загущающие)	.	+	0	0	0	+	0	-
II	Депрессорные	.	.	0	0	0	0	0	0
III	Детергентно-диспергирующие	.	.	.	+	+	-	-	-
IV	Антиокислительные	+	+	0	0
V	Антикоррозионные	-	-	0
VI	Противоизносные	+	0
VII	Противозадирные	0
VIII	Противопенные

Примечание. «+» — синергизм, «-» — антагонизм, «0» — отсутствие взаимодействия.

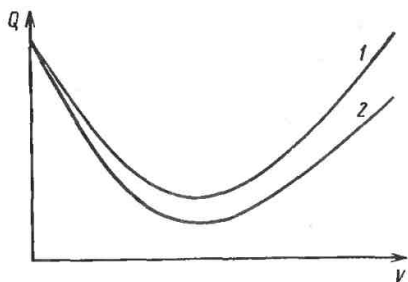


Рис. 1.7. Влияние скорости вращения коленчатого вала v на расход бензина Q при работе двигателя на масле группы В и том же масле (1), содержащем 1,5 % дисульфида молибдена (2)

ственно совместимость в маслах различных функциональных присадок представлена в табл. 1.17. Влияние на эффективность действия присадок оказывает и состав масляной основы (табл. 1.18).

Использование в качестве базовых основ высокоочищенных нефтяных масел или масел, полученных гидрогенизационными способами, а также некоторых синтетических продуктов позволяет существенно улучшить низкотемпературные свойства масел (обеспечив запуск двигателей при температурах минус 40 ... 50 °С) и уменьшить потери на трение при гидродинамическом режиме смазывания. Одна-

Функциональное действие присадки	Базовое масло				
	дистиллятное	очищенное растительными	гидрокрекинг (с индексом вязкости 120)	на основе полиальфаолефинов	на основе эфиров
Загущающие	3	3	2	2	2
Депрессорные	1	3	3	2	1
Антиокислительные	0	2	3	3	3
Антикоррозионные	1	2	3	3	2
Противозносные	1	3	3	3	2
Противозадирные	2	3	3	3	2
Детергентно-диспергирующие	2	3	3	3	3
Антипенные	1	3	3	—	—

Примечание. 3 — отлично; 2 — хорошо; 1 — удовлетворительно; 0 — плохо.

ко низкая «исущая способность» таких масел часто приводит к ухудшению их антифрикционных и противозносных свойств. Все большее распространение получают маслорастворимые ПАВ (дитиофосфаты, дитиокарбонаты и др.), содержащие легирующие элементы — медь, никель, кобальт, хром и чаще всего молибден. Такие присадки, получившие название модификаторов трения, создают на поверхности металла многослойные адсорбционно-хемосорбционные пленки «сэндвичевой структуры» с внедрением легирующих металлов в поверхность зоны трения.

В общем случае при выборе присадок к маслам помимо состава и свойств самой присадки (наличие примесей, стабильность при хранении и т. п.) следует учитывать: химический состав масла, концентрацию присадки и ее совместимость с присадками другого функционального действия, технологию введения присадок (последовательность, температуру и другие факторы) и условия применения масла (температуру, удельные давления, контакт с разными металлами, продолжительность работы и т. п.).

Наряду с присадками для улучшения противозносных и противозадирных свойств масел все шире используют твердые антифрикционные добавки — графит, дисульфид молибдена, нитрид бора, некоторые селениды, сульфиды и нитиды металлов, а также высокодисперсные порошки металлов и их оксиды. Структура и механические свойства высокодисперсных частиц определяют эффективность их действия. Среди добавок масел можно выделить вещества кристаллического слоистого строения, а также атомарные и твердые аморфные тела. Одна из основных причин использования антифрикционных добавок в маслах различного назначения — это придание им высокой смазочной способности. Для этого необходимо 0,5... 3,0 % твердых добавок. Однако антифрикционные добавки не только повышают смазочную способность масел, но и улучшают их защитные свойства, повышают стабильность масел к окислению, что связано с их минимальным по сравнению с присадками побочным отрицательным действием на физико-химические и эксплуатационные свойства масел. Использование добавки

дисульфид молибдена, оказывающего высокое антифрикционное действие в моторных маслах, приводит к снижению потерь на трение и позволяет сократить расход топлива (рис. 1.7). Преимуществом твердых нерастворимых добавок является и то, что их действие проявляется как при низких, так и при высоких температурах.

Список литературы

1.1. Гуреев А. А., Фукс И. Г., Лашхи В. Л. Химмотология. М.: Химия, 1968. 368 с.

1.2. Черножуков Н. И. Технология переработки нефти и газа. Ч. 3. изд. 6-е, перераб. и доп./Под ред. А. А. Гуреева, Б. И. Бондаренко. М.: Химия, 1978. 424 с.

1.3. Wits J. What of the years ahead./Indust. Lubric. and Tribol. — 1982. — v. 34 — N 6 — p. 216—233.

1.4. Львов И. А., Конакова С. А., Есина Н. Е., Филатов В. В. Продукты гидрокрекинга вакуумных дистиллятов как основа моторных масел//Химия и технол. топлив и масел. 1984. № 9, с. 31—34.

1.5. Цветков О. Н., Школьников В. М., Богданов Ш. К., Тополицева Р. И. Смазочные масла на основе полиальфаолефинов//Химия и технол. топлив и масел. 1982. № 10, с. 42—44.

1.6. Белов П. С., Виппер А. Б., Корнев К. Д. и др. Производство моторных масел на синтетической основе. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1979. 44 с.

1.7. Плаксунова С. Л., Иванова Е. К., Серебряков Б. Р., Школьников В. М. Синтетические смазочные масла на основе алкилбензолов//Химическая промышленность. 1983. № 6, с. 328—331.

1.8. Арсланов М. Г., Виппер А. Б., Большаков В. Ф., Лашхи В. Л. Исследование эфиров в качестве основы моторных масел//Нефтепереработка и нефтехимия (Киев). 1986. № 31, с. 42—47.

1.9. Резников В. Д., Точильников Д. Г., Гильман Я. Г. Влияние сульфонатных присадок на противозносные свойства моторного масла//Двигателестроение. 1979. № 2, с. 34—35.

1.10. Евстафьев В. П., Шор Г. И., Иванова Е. А. и др. М.: Химия и технол. топлив и масел. 1984. № 10, с. 25—28.

1.11. Заславский Ю. С., Заславский Р. Н. Механизм действия противозносных присадок к маслам. М.: Химия, 1978. 224 с.

1.12. Hubmann A. Wechselbeziehungen zwischen Grundflüssigkeit und Additiven./Tribologie und Schmierungs-technik — 1986 — Bd 33 — N 2 — S. 78 — 83.

2.1. МАСЛА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2.1.1. Назначение, деление и классификация масел

Масла для двигателей внутреннего сгорания принято называть моторными маслами для поршневых двигателей [2.1]. Иногда их называют также картерными маслами. К этой группе относятся масла, предназначенные для смазывания карбюраторных, дизельных и авиационных поршневых двигателей. К ним относятся также масла для двухтактных бензиновых двигателей.

Моторные масла используются для уменьшения трения, снижения износа и предотвращения задира контактируемых поверхностей. Масло отводит тепло от трущихся деталей и уплотняет зазоры, в первую очередь в зоне цилиндра-поршневой группы двигателя.

Условия работы масла определяют различными рабочими температурными нагрузками узлов и деталей двигателя, смазываемых моторным маслом (например, цилиндро-поршневая группа, подшипники, механизм распределения и т. д.). Для обеспечения надежной подачи моторного масла к различным трибосопряжениям двигателя внутреннего сгорания снабжены специальными приспособлениями (смазочной системой): емкостью для хранения масла, средствами очистки, масляной магистралью, насосами и т. п. (В отличие от этого двухтактные бензиновые двигатели не имеют специальной смазочной системы.) Смазывание в них осуществляется смесью масла с бензином (в соотношении 1...20—1...50), поступающей непосредственно в камеру сгорания вместе с топливом.

Моторные масла делятся на ряд групп в зависимости от особенностей конструкции и специфики эксплуата-

ции двигателей, для смазывания которых они предназначаются. Так, например, для обеспечения надежной работы дизелей применяются различные моторные масла в зависимости от конструкции и особенностей функционирования дизелей на автомобилях, тракторах, тепловозах, судах и других машинах и транспортных средствах.

На практике широкое распространение получили универсальные масла, используемые для смазывания как карбюраторных двигателей, так и дизелей.

Кроме деления в зависимости от конструкции двигателя, особенностей его рабочего процесса и специфики эксплуатации моторные масла подразделяются на группы, конкретизирующие условия их применения. Так, например, с учетом температуры окружающего воздуха и климатических условий они делятся на сезонные (летние, зимние) и всесезонные. Отдельную группу составляют северные, или арктические, масла. По своему функциональному назначению моторные масла делятся на рабочие, консервационные, консервационно-рабочие и рабоче-консервационные. К рабочим относятся моторные масла, которые используются при эксплуатации перечисленных выше двигателей. К консервационным относятся масла, применяемые только при длительном хранении двигателей в нерабочем состоянии. Рабоче-консервационные масла предназначаются как для длительного хранения двигателей, так и для работы последних. При этом они обеспечивают надежность двигателя при эксплуатации, не меньшую, чем на обычных рабочих маслах. Консервационно-рабочие масла применяются преимущественно для обеспечения длительного хранения и для кратковременной работы двигателя, снятого

2.1. Классификация моторных масел по вязкости, принятая в СССР

Класс вязкости	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре,		Класс вязкости	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре,	
	100 °С	не более -18 °С		100 °С	не более -18 °С
3 _в	Не менее 3,8	1 250	3 _в /8 ¹	7,0 ... 9,5	1 250
4 _в	Не менее 4,1	2 600	4 _в /6	5,6 ... 7,0	2 600
5 _в	Не менее 5,6	6 000	4 _в /8	7,0 ... 9,5	2 600
6 _в	Не менее 5,6	10 400	4 _в /10	9,5 ... 11,5	2 600
6	5,6 ... 7,0	—	5 _в /12	11,5 ... 13,0	6 000
8	7,0 ... 9,5	—	5 _в /14	13,0 ... 15,0	6 000
10	9,5 ... 11,5	—	6 _в /10	9,5 ... 11,5	10 400
12	11,5 ... 13,0	—	6 _в /14	13,0 ... 15,0	10 400
14	13,0 ... 15,0	—	6 _в /16	15,0 ... 18,0	10 400
16	15,0 ... 18,0	—			
20	18,0 ... 23,0	—			

¹ Здесь и далее соответствует средней кинематической вязкости при 100 °С.

2.2. Классификация моторных масел по вязкости, принятая SAE

Класс вязкости	Вязкость, мПа·с (в числителе) при максимальной температуре, °С (в знаменателе)	Предельная температура прокачиваемости, °С	Стабильная температура застывания, °С, не более	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при 100 °С	
				не менее	не более
0W	3250/-30	-35	—	3,8	—
5W	3500/-30	-30	-35	3,8	—
10W	3500/-20	-25	-30	4,1	—
15W	3500/-15	-20	—	5,6	—
20W	4500/-10	-15	—	5,6	—
25W	6000/-5	-10	—	9,3	—
20	—	—	—	5,6	9,3
30	—	—	—	9,3	12,5
40	—	—	—	12,5	16,3
50	—	—	—	16,3	21,9

2.3. Классификация моторных масел по вязкости, принятая в странах—членах СЭВ

Класс вязкости	Индекс вязкости	Кинематическая вязкость, мм ² /с			
		при -18 °С		при 100 °С	
		не менее	не более	не менее	не более
4	90	1300	200	3,8	—
6	90	2600	10 400	3,8	—
6	85	—	—	5	7
8	85	—	—	7	10
10	85	—	—	10	13
16	85	—	—	13	17
20	85	—	—	17	22
4W/10	—	1300	2 600	10	13
4W/16	—	1300	2 600	10	17
6W/8	—	2600	10 400	7	10
6W/10	—	2600	10 400	10	13
6W/16	—	2600	10 400	13	17
6W/20	—	2600	10 400	17	22

Примечание. Числа от 4 до 20 и обозначения в числителе 4W, 6W являются условной нумерацией, а числа в знаменателе соответствуют средним значениям вязкости при 100 °С.

с хранения. Длительная эксплуатация двигателей на консервационно-рабочих маслах не рекомендуется.

Для облегчения подбора моторных масел они классифицируются по вязкости и по уровню эксплуатационных свойств.

Существуют классификации моторных масел по вязкости, принятые в СССР, странах — членах СЭВ, а также в США и странах Западной Европы (SAE).

Отечественная классификация в соответствии с ГОСТ 17479—1.85 подразделяет моторные масла на 21 класса вязкости (табл. 2.1). Для каждого класса предусмотрено экспериментальное определение кинематической вязкости при 100 °С.

В соответствии с классификацией SAE (SAE J300 APR 84) масла подразделяют на 10 классов вязкости: шесть зимних (0W—25W) и четыре летних (20—50) сортов (табл. 2.2, рис. 2.1).

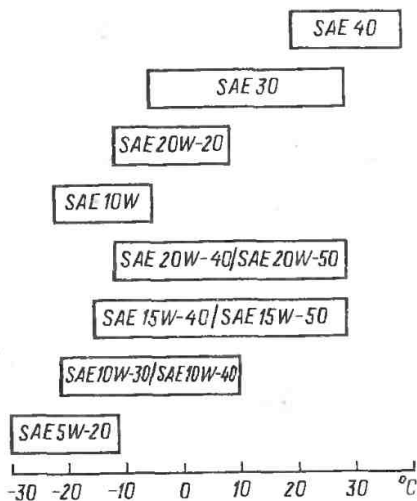


Рис. 2.1. Возможный температурный диапазон применения масел различных вязкостных классов

2.4. Соответствие классов вязкости моторных масел СССР и SAE

СССР	SAE	СССР	SAE
3 _a	5W	20	50
4 _a	10W	3 _a /8	5W/20
5 _a	15W	4 _a /6	10W/20
6 _a	20W	4 _a /8	10W/20
8	20	4 _a /10	10W/30
10	20	5 _a /12	15W/30
12	30	5 _a /14	15W/40
14	30	6 _a /10	20W/30
16	40	6 _a /14	20W/40
	40	6 _a /16	20W/40

Примечание. Здесь и далее дробное обозначение вязкостного класса масел показывает, что при отрицательных температурах поведение масла соответствует классу, указанному в числителе, а при повышенных положительных — классу, указанному в знаменателе по классификации СССР (см. табл. 2.1) и SAE (см. табл. 2.2).

По характеру к классификации моторных масел по вязкости, действующей в СССР, приближается классификация, принятая в странах — членах СЭВ (табл. 2.3).

Приблизительное соответствие классов вязкости масел различных классификаций представлено в табл. 2.4.

Наряду с делением моторных масел по вязкости существует также их деление по уровню эксплуатационных свойств. Например, в СССР моторные масла делятся на шесть групп, три из которых в свою очередь подразделяются на две подгруппы. В одной из подгрупп регламентируются требования к маслам для карбюраторных (бензиновых) двигателей, в другой — для дизелей (табл. 2.5). Указанная классификация не распространяется на моторные масла для авиационных поршневых двигателей.

В США и странах Западной Европы широко используется классификация моторных масел по API. Она предусматривает деление моторных масел на две категории — для карбюраторных (бензиновых) двигателей и дизелей. В пределах каждой категории

масла делятся по уровню качества (табл. 2.6).

В странах — членах СЭВ действует классификация моторных масел по уровню эксплуатационных свойств, близкая к отечественной (табл. 2.7).

Соответствие между различными классификациями масел представлено в табл. 2.8.

С учетом действующих классификаций на моторные масла осуществляется и их маркировка (обозначение). Для моторных масел, выпускаемых в СССР, она состоит из сочетаний определенных знаков. Первый из них обозначается буквой «М» (моторное) и не зависит от состава и свойств масла. Второй знак выражается цифрой (или группой цифр) и характеризует класс вязкости; третий — буквой, регламентирующей уровень эксплуатационных свойств (M-8-B₁; M-10-Г₂; M-6_a/10-B). После указанных знаков допускаются уточняющие обозначения.

В США и странах Западной Европы маркировка моторных масел осуществляется в соответствии с классификацией SAE (SAE 10 W; SAE 40; SAE

2.5. Классификация моторных масел по эксплуатационным свойствам, принятая в СССР

Группа	Под-группа	Рекомендуемая область применения
А	—	Нефорсированные карбюраторные двигатели и дизели
Б	Б ₁	Малофорсированные карбюраторные двигатели, работающие в условиях, способствующих образованию высокотемпературных отложений и коррозии подшипников
	Б ₂	Малофорсированные дизели
В	В ₁	Среднефорсированные карбюраторные двигатели, работающие в условиях, способствующих окислению масла и образованию всех видов отложений
	В ₂	Среднефорсированные дизели, предъявляющие повышенные требования к антикоррозионным, противозносным свойствам масел и склонности к образованию высокотемпературных отложений
Г	Г ₁	Высокофорсированные карбюраторные двигатели, работающие в тяжелых эксплуатационных условиях, способствующих окислению масла, образованию всех видов отложений и коррозии
	Г ₂	Высокофорсированные дизели без наддува или с умеренным наддувом, работающие в эксплуатационных условиях, способствующих образованию высокотемпературных отложений
Д		Высокофорсированные дизели с наддувом, работающие в тяжелых эксплуатационных условиях или в условиях, когда применяемое топливо требует использования масел с высокой нейтрализующей способностью, антикоррозионными и противозносными свойствами, малой склонностью к образованию всех видов отложений
Е	—	Лубрикаторные системы смазывания цилиндров дизелей, работающих на топливе с высоким содержанием серы

Примечание. Здесь и далее напряженность работы двигателя характеризуется мощностью, частотой вращения коленчатого вала, расходом топлива, температурой и т. д., а эксплуатационные условия — содержанием серы в топливе, сроком смены масла и т. п.

2.6. Американская классификация эксплуатационных свойств моторных масел по API

Группа	Рекомендуемая область применения
<i>Категория S (карбюраторные двигатели)</i>	
SA	Двигатели, работающие в легких условиях
SB	Двигатели, работающие при умеренных нагрузках
SC	Двигатели, работающие с повышенными нагрузками (модели выпуска до 1964 г.)
SD	Двигатели, работающие в тяжелых условиях (модели выпуска до 1968 г.)
SE	Двигатели, работающие в тяжелых условиях (модели выпуска до 1972 г.)
SF	Двигатели, работающие в тяжелых условиях на неэтилированном бензине
<i>Категория C (дизели)</i>	
CA	Двигатели, работающие при умеренных нагрузках и на малосернистом топливе
CB	Двигатели без наддува, работающие при повышенных нагрузках и на сернистом топливе
CC	Двигатели (в том числе с умеренным наддувом), работающие в тяжелых условиях
CD	Двигатели с высоким наддувом, работающие в тяжелых условиях
<p>Примечание. Здесь и далее деление на легкие, умеренные и тяжелые условия работы двигателя связано с температурно-нагрузочным режимом и является достаточно условным.</p>	

10W/30). Дробная маркировка указывает на то, что при отрицательных температурах данный сорт масла отвечает требованиям, предъявляемым к зимнему маслу класса 10W, а при положительных — к маслу класса 30.

Уровень эксплуатационных свойств масел указывается по классификации API: SB; CC; SE/SD. Дробная маркировка в этом случае также свидетельствует о возможности использования масла как в карбюраторных двигателях, так и в дизелях.

Аналогичным образом осуществляется маркировка моторных масел в соответствии с рекомендациями СЭВ.

В целом классификация моторных масел облегчает их подбор с учетом особенностей конструкции двигателя и специфических условий его эксплуатации. В частности, возможный температурный диапазон применения мо-

торных масел различных вязкостных классов, представлен на рис. 2.1 [2.2].

2.1.2. Базовые масла для получения моторных масел. Функциональные присадки

В качестве базовых компонентов для получения моторных масел используют в основном нефтяные продукты. Некоторые свойства наиболее типичных из них представлены в табл. 2.9 [2.3]. Кроме нефтяных в последние годы применяют и синтетические основы (полиальфаолефины, алкилбензолы, эфиры). Их свойства приведены в табл. 2.10. Однако производство синтетических моторных масел существенно ограничено и составляет 3...5% их общего объема [2.3]. Использо-

2.7. Классификация моторных масел по эксплуатационным свойствам, принята в странах—членах СЭВ

Группа	Рекомендуемая область применения
Нелегированные масла	Карбюраторные двигатели, которые могут работать с маслами не очень высокого качества
A	Карбюраторные двигатели, работающие при умеренных нагрузках
B ₁	Карбюраторные двигатели, работающие при умеренных и частично повышенных нагрузках
B ₂	Дизели, работающие при умеренных нагрузках
C	Карбюраторные двигатели и дизели, работающие при повышенных нагрузках
D	Карбюраторные двигатели, работающие в особо тяжелых условиях Дизели, работающие при высоких нагрузках в тяжелых условиях
E	Дизели, напряженность работы которых, а также качество применяемого в них топлива могут создавать условия, способствующие образованию отложений, коррозии и износу
F	Судовые двигатели, работающие на тяжелом высокосернистом дизельном топливе

2.8. Соответствие групп масел различных классификаций по эксплуатационным свойствам

СССР	СЭВ	API	СССР	СЭВ	API
A	A	SB	B ₂	C ₂	CB
B	B	SC/CA	Г	D	SE/CC
B ₁	B ₁	SC	Г ₁	D ₁	SE
B ₂	B ₂	CA	Г ₂	D ₂	CC
B	C	SD/CB	Д	E ₂	CD
B ₁	C ₁	SD	Е	F	—

зуются также полусинтетические масла, основа которых представляет собой смесь нефтяных и синтетических продуктов в различных соотношениях.

При производстве моторных масел применяют различные функциональные присадки: моющие (3...15%, а иногда и более); диспергирующие (1...2%), антиокислительные и противоизносные (до 2%); антикоррозионные (до 1%); вязкостные; депрессорные; антипенные и защитные. Их

ассортимент и количество зависят от назначения моторного масла.

В качестве противозносной и антиокислительной присадок используют дитиофосфаты цинка. Защитные присадки служат для получения консервационных, рабоче-консервационных и консервационно-рабочих масел. Количество вязкостных и депрессорных присадок зависит от загущающей способности полимера, вязкости основы и готового масла, а также от необ-

2.9. Свойства нефтяных продуктов для получения моторных масел

Свойство	Масла					
	обычного способа получения				гидрокрекинга	
Вязкость кинематическая при 100 °С, мм ² /с	4,1	5,2	11,2	35,7	6,0	6,2
ИВ	100	100	95	95	133	150
Пределы кипения, °С	370 ...	400 ...	450 ...	520	420 ...	300 ...
	450	470	550		480	600
Температура застывания, °С	-18	-15	-10	-10	-5	-10
Кислотное число, мг КОН/г	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Плотность при 15 °С, г/мл	0,860	0,870	0,885	0,890	0,845	0,825
Содержание серы, %	0,3	0,2	0,4	0,1	0,01	—
Углеводородный состав, %:						
ароматические	4	4	5	7	—	—
парафиновые	60	61	62	63	—	—
нафthenовые	36	35	33	30	—	—

2.10. Свойства синтетических продуктов для получения моторных масел

Свойство	Полналь- фаоле- фины	Алкил- бензолы	Диэфиры	Полиолы
Вязкость кинематическая при 100 °С, мм ² /с	5,8	5,4	3,2	3,3
ИВ	135	100	150	125
Температура застывания, °С	-60	-50	-65	-65
Кислотное число, мг КОН/г	0,01	0,01	0,1	0,1
Плотность при 15 °С, г/мл	0,825	0,920	0,915	0,960

2.11. Наиболее типичные составы всепогодного универсального моторного масла

Компонент	Содержание, %			
Нефтяное масло	48	—	—	45
Эфиры	25	15	30	—
Полнальфаолефины	—	—	58	40
Масла гидрокрекинга	—	75	—	—
Присадки, исключая вязкостные	12	10	12	10
Вязкостные	15	—	—	5

2.12. Влияние вязкости моторных масел на изнашивание деталей двигателя

Масло	Содержание топлива в масле, %	Кинематическая вязкость масла, мм ² /с	Износ втулки за первый час после пуска, отн. ед.	Установившаяся скорость изнашивания, отн. ед./ч.
М-10-В ₂	0	11,2	378±59	27,7
	2,5 ... 3	9,7	231±77	34,6
	6	8,75	392±84	41,3
	10,5	7,05	281±49	60,0
М-12-В ₃	0	11,5	462±39	31,2
	2 ... 2,5	10,5 ... 10	456±117	33,9
	4 ... 5	9,7 ... 9	314±39	36,5
	8 ... 9	8,7 ... 7,7	335±53	41,4
	11 ... 12	7,6 ... 7,2	346±51	58,4
М-16-В ₂	0	15,6	362±42	17,2
	5	12,2	366±35	27,1

ходимой температурной депрессии, которая характеризует понижение температуры застывания масла.

Наиболее типичные составы всевозможного универсального моторного масла, полученного различными способами, представлен в табл. 2.11 [2.3].

2.1.3. Трибологические свойства масел для двигателей

Износ различных узлов и деталей двигателей внутреннего сгорания зависит от ряда факторов, определяемых особенностями конструкции двигателя, условиями его эксплуатации, техническим состоянием двигателя, качеством применяемого топлива и масла и т. п.

Износ увеличивается:

при попадании абразива в смазочную систему (роль абразива могут играть также продукты разложения масла, образующие зольные отложения) или при переходе с нефтяного топлива на топливо не нефтяного происхождения (в частности, на спиртовое);

при повышении содержания серы в топливе;

при накоплении в масле воды или другой охлаждающей жидкости;

при повышении химической активности масла;

при увеличении расхода масла на угар вследствие повышенного пенообразования масла и т. д.

Особое значение имеет износ, возникающий в момент пуска двигателя (пусковой износ). Пусковой износ больше, чем износ при работе двигателя на установившемся режиме. Пусковой износ зависит от вязкости масла — смазочные материалы с малой вязкостью обеспечивают более низкий пусковой износ вследствие лучшего подтекания масла к узлам трения. Наоборот, для работы в установившемся режиме предпочтение отдается более вязким маслам (табл. 2.12).

Для уменьшения трения и изнашивания различных узлов и деталей двигателя используются масла с хорошими вязкостно-температурными свойствами, обеспечивающими быстрый пуск двигателей и надежную работу в последующий период.

Для нейтрализации коррозионно-агрессивных продуктов, накапливающихся в масле в процессе его работы, в нем варьируется содержание детергента. Оно выбирается в зависимости

2.13. Скорость изнашивания верхнего поршневого кольца при работе двигателя на различных маслах

Масло	Скорость изнашивания, отв. ед.	Окислительная способность масла, %
Базовое	100	0,003
Группы Б	35	0,600
» В	36	1,030
» В	35	0,680
» Г	46	1,560

от условий работы масла, особенностей конструкции двигателя и специфики его эксплуатации. Концентрация моющих присадок не должна быть слишком большой. Иначе может возникнуть повышенное абразивное изнашивание из-за высокой зольности масла (табл. 2.13) [2.5].

В последние годы особенно широкое распространение в качестве специальных антифрикционных присадок к моторным маслам получили маслорастворимые соединения молибдена. Их введение в масло позволяет снизить потери мощности двигателя на трение и обеспечить уменьшение эксплуатационного расхода топлива до 3...5%.

Для повышения надежности работы двигателя используются также и другие способы, приводящие к снижению износа. Для этого увеличивают эффективность работы средств очистки, удаляющих из масла механические примеси, воду и другие продукты, присутствие которых может отрица-

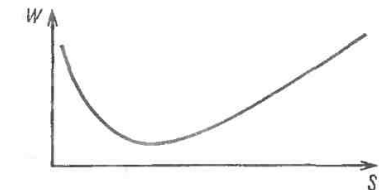


Рис. 2.2. Влияние срока S смены моторного масла на износ двигателей

тельно образом отразиться на надежности работы двигателя в процессе его эксплуатации. Например, наличие в масле воды снижает его способность противодействовать изнашиванию трущихся поверхностей (табл. 2.14) [2.4].

На снижение износа влияет также оптимизация срока смены масла — S (рис. 2.2) [2.6].

2.1.4. Правила подбора масел для двигателей

Подбор моторного масла для двигателя зависит от условий его работы (особенностей эксплуатации). Для этого, в свою очередь, принято оценивать напряженность или жесткость работы моторного масла в заданном двигателе, а значит, определение степени форсировки двигателя. Так, например, подбор моторного масла возможно осуществлять по параметру теплонапряженности масла θ , пропорциональному температуре масла в верхней поршневой канавке. С ее ростом повышаются требования к ка-

2.14. Влияние наличия воды в моторном масле на его противозносные свойства

Масло	Содержание воды, %	Относительная скорость изнашивания пары кольцо—штулка, %	Масло	Содержание воды, %	Относительная скорость изнашивания пары кольцо—штулка, %
М-10-В ₂	0	100	М-16-В ₂	0	100
	0,4 ... 0,5	138		0,4 ... 0,5	125
	1,5 ... 2,0	146		1,5 ... 2,0	146
	3,0 ... 3,5	187		3,0 ... 3,5	180
	6,0 ... 10,0	440 ... 450		6,0 ... 10,0	300

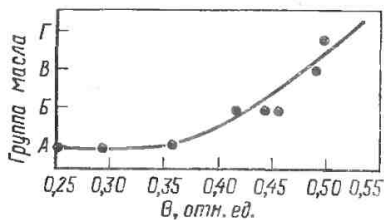


Рис. 2.3. Зависимость уровня качества моторного масла (А, Б, В, Г) от теплонапряженности верхней поршневой канавки (θ)

честву масла (группе масла), рекомендуемого для смазывания двигателя (рис. 2.3).

По Г. А. Морозову, критерий форсировки двигателя K_{Φ} рекомендуется определять выражением

$$K_{\Phi} = \tau p_e C_{\Pi}, \quad (2.1)$$

где p_e — среднее эффективное давление; C_{Π} — скорость хода поршня; τ — коэффициент тактности.

Чем выше K_{Φ} (p_e и C_{Π}), тем большую напряженность испытывает масло при работе в двигателе и выше требования к уровню его эксплуатационных свойств (рис. 2.4) [2.7].

С. Г. Арабяном [2.8] предлагается рассчитывать условный показатель (А) напряженности работы масла в двигателе с учетом особенностей его конструкции и рабочего цикла:

$$A = (G_T / F_i) (N_e / G_M) k_{\alpha} k_{\beta} k_{\Pi} k_{\gamma} k_T, \quad (2.2)$$

где G_T — часовой расход топлива; F — суммарная площадь рабочих поверхностей зеркала цилиндра, днища поршня, головки цилиндра; i — число цилиндров; N_e — эффективная мощность двигателя; G_M — емкость системы смазки; k_{α} , k_{β} , k_{Π} , k_{γ} и k_T — коэффициенты, учитывающие соответственно состав рабочей смеси, способ охлаждения двигателя (водяной или воздушный), периодичность смены масла, содержание серы в топливе и техническое состояние двигателя. Для безнаддувных двигателей принято $k_{\alpha} = 1$, для двигателей, форсированных наддувом, $k_{\alpha} = 1,3$; для двигателей водяного охлаждения $k_{\beta} = 1$; для двигателей воздушного охлаждения $k_{\beta} = 1,7$.

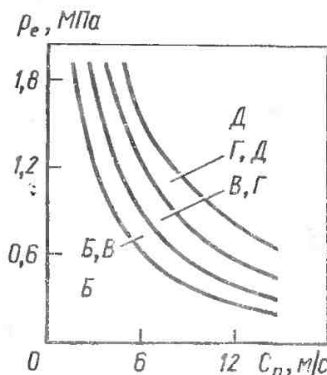


Рис. 2.4. Выбор группы масла в зависимости от среднего эффективного давления p_e и скорости поршня C_{Π}

Результаты расчетов по приведенной зависимости представлены в табл. 2.15. Двигатели, указанные в таблице, условно разбиты на четыре группы: I — двигатели старых моделей; II — современные нефорсированные среднеоборотные двигатели без наддува; III — современные двигатели, умеренно форсированные; IV — высокофорсированные быстроходные двигатели.

М. И. Федоровым качество M моторного масла, обеспечивающего надежное смазывание двигателя, связывается с параметрами работы последнего соотношением:

$$M = 0,00036 G_{T, \Pi} (G_T / G_M)^{0,333} (D/S) \times (p_H / p_0) (1 + S_T) k t^{0,5}, \quad (2.3)$$

где $G_{T, \Pi}$ — цилиндрический расход топлива; G_T / G_M — отношение расхода топлива к расходу масла с учетом его замены; D, S — диаметр и ход поршня; p_H / p_0 — отношение давления наддува к нормальному давлению; S_T — содержание серы в топливе; k — коэффициент, учитывающий особенности конструкции камеры сгорания (для поршней с плоским дном $k = 1,0$; для двигателя с камерой в поршне $k = 1,3$); t — межремонтный срок работы двигателя.

Расчеты, проведенные с использованием приведенной формулы дифференцируют масла в следующем по-

Двигатель (СССР)	N_e^* , л. с.	G_T , кг/ч	F , м ²	t	G_m , кг	k_B	k_A	A	Группа жесткости	Возможные группы масел
Д-54	54	11,0	0,0842	4	22,5	1,0	1,0	79	I	Б
Д-20	18	3,7	0,0795	1	7,2	1,0	1,0	116		
Д-48	50	9,6	0,0602	4	12,6	1,0	1,0	148		
КДМ-46	93	20,0	0,1263	4	24,3	1,0	1,0	150		
СМД-14	75	15,0	0,0754	4	18,9	1,0	1,0	197		
А-03	130	24,1	0,0837	6	28,8	1,0	1,0	216	II	В
Д-50	55	10,7	0,0622	4	10,8	1,0	1,0	218		
Д-37М	40	7,4	0,0569	4	9,9	1,7	1,0	223		
СМД-15К	87	17,8	0,0754	4	18,9	1,0	1,0	271	III	Г
Д-37Е	50	9,7	0,0569	4	9,9	1,7	1,0	357		
Д-130	140	24,5	0,1263	4	24,3	1,0	1,3	362		
Д-240	75	14,2	0,0622	4	10,8	1,0	1,0	389		
СМД-18К	100	19,5	0,0754	4	18,9	1,0	1,0	443	IV	Д
ЯМЗ-238НБ	200	37,6	0,0837	8	28,8	1,0	1,3	504		
СМД-60	150	27,0	0,0735	6	22,5	1,0	1,3	533		
Д-240Т	85	15,8	0,0622	4	10,8	1,0	1,3	650		

* 1 л. с. = 0,735 кВт.

рядке М-10-Б₂ (М = 0,3 %); М-10-В₂ (0,6 %), М-10-Г₂ (1,0 %).

Рассмотренные выше подходы в целом позволяют оптимизировать пути подбора моторных масел, обеспечивающих надежную работу двигателя в заданных условиях эксплуатации.

2.2. МАСЛА ДЛЯ ТРАНСМИССИЙ И ПЕРЕДАЧ

2.2.1. Назначение, деление и классификация масел

Под трансмиссионными в широком смысле понимают масла, используемые для смазывания различного рода механических и гидравлических трансмиссий [2.1]. Трансмиссионные масла обычно рассматриваются вместе с редукторными маслами, так как условия их работы во многом близки между собой. (Специальные масла для

промышленных редукторов рассматриваются в следующем разделе).

Агрегаты трансмиссий, отличающиеся друг от друга по конструкции и условиям работы, смазывают различными маслами (табл. 2.16).

В зависимости от сезона, в течение которого применяются трансмиссионные масла, они делятся на зимние, летние и всесезонные. Различают масла, рекомендуемые для смазывания цилиндрических, конических, спирально-конических и гипондных передач. Существуют универсальные масла, используемые одновременно для смазывания передач различных конструкций. Кроме того, трансмиссионные масла делятся на рабочие, консервационные и рабоче-консервационные.

Как и моторные, трансмиссионные масла классифицируются по вязкости и уровню эксплуатационных свойств. В соответствии с классифика-

2.16. Группы трансмиссионных масел, используемых для смазывания различных передач в агрегатах трансмиссий транспортных машин

Передача	Масло
Коробки передач, коробки отбора мощности, раздаточные коробки и т. д.	Трансмиссионное масло с противоизносными, антиокислительными и другими функциональными присадками
Ведущие мосты с гипоидной главной передачей	Гипоидное масло
Ведущие мосты с червячной главной передачей	Трансмиссионное масло с эффективной противоизносной присадкой, не корродирующей бронзу
Ведущие мосты с дифференциалами ограниченного проскальзывания	Трансмиссионное или гипоидное масло с повышенными фрикционными свойствами
Гидромеханические передачи	Масло для гидромеханических коробок передач
Гидрообъемные передачи	Масло для гидрообъемных передач

2.17. Классификация трансмиссионных масел по вязкости, принятая в СССР

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при температуре 100 °С, мм ² /с	Температура, при которой динамическая вязкость не превышает 150 МПа·с, °С, не выше
9	6,00 ... 10,99	-45
12	11,00 ... 13,99	-35
18	14,00 ... 24,99	-18
34	25,00 ... 41,00	—

цией, принятой в СССР, трансмиссионные масла делятся на четыре класса по вязкости (табл. 2.17).

В классификации SAE деление осуществляется на шесть классов, первые три из которых — с индексом W — являются зимними (северными, арктическими) (табл. 2.18). Остальные масла относятся к числу летних. Всесезонные трансмиссионные масла по классификации SAE имеют соответственно маркировку SAE 80W/90; SAE 80W/140 и т. д.

По характеру к отечественной классификации приближается классификация трансмиссионных масел, принятая в странах — членах СЭВ

2.18. Классификация трансмиссионных масел по вязкости, принятая SAE

Класс вязкости	Температура, при которой динамическая вязкость не превышает 150 МПа·с, °С, не выше	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре 99 °С	
		минимальная	максимальная
75W	-40	4,2	—
80W	-26	7,0	—
85W	-12	11,0	—
90	—	13,5	24,0
140	—	24,0	41,0
250	—	41,0	—

2.19. Классификация трансмиссионных масел по вязкости, принятая в странах—членах СЭВ

Класс вязкости	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре, °С	
	—18	100
9	3200 ... 21 700	7 ... 11
18	—	14 ... 24
34	—	25 ... 43

2.20. Соответствие классов вязкости масел различных классификаций

Классификация	Класс вязкости			
	СССР SAE	9 75W	12 80W/85W	18 90

2.21. Классификация трансмиссионных масел по эксплуатационным свойствам, принятая в СССР

Группа	Минеральные масла	Область применения
1	Без присадок	Цилиндрические, конические и червячные передачи, работающие при контактных напряжениях 800 ... 1600 МПа и объемной температуре масла до 90 °С
2	С противоизносными присадками	То же, при контактных напряжениях до 2100 МПа и объемной температуре масла 130 °С
3	С противозадирными присадками умеренной эффективности	Цилиндрические, конические, спирально-конические и гипоидные передачи, работающие при контактных напряжениях до 2500 МПа и объемной температуре масла до 150 °С
4	С противозадирными присадками высокой эффективности	Цилиндрические, спирально-конические, гипоидные передачи, работающие при контактных напряжениях до 3000 МПа и объемной температуре масла до 150 °С
5	С противозадирными присадками высокой эффективности и многофункционального действия, а также универсальные масла	Гипоидные передачи, работающие с ударными нагрузками при контактных напряжениях выше 3000 МПа и объемной температуре масла до 150 °С

(табл. 2.19), но масла делятся только на три класса.

Соответствие классов масел по вязкости для различных классификаций представлено в табл. 2.20.

Классификация трансмиссионных масел по эксплуатационным свойствам предусматривает деление на пять групп, каждая из которых имеет свою рекомендуемую область применения. Последняя определяется типом зубчатой передачи, удельными контактными нагрузками, в зоне зацепления и температурой масла (табл. 2.21).

По классификации API, принятой в США, трансмиссионные масла по уровню эксплуатационных свойств делятся на шесть групп (табл. 2.22). Масла GL-4 и GL-5 являются универсальными, обеспечивающими работу автомобильных трансмиссий с гипоидными и другими типами главных передач.

Классификация СЭВ предусматривает деление масел на пять групп, регламентируя также предельные по-

2.22. Классификация API трансмиссионных масел по эксплуатационным свойствам, принятая в США

Группа	Состав масла	Рекомендуемая область применения
GL-1	<p>Масла, пригодные для применения в агрегатах с цилиндрическими, червячными и спирально-коническими зубчатыми передачами в условиях низких скоростей и нагрузок. Это могут быть обычные минеральные масла без присадок или с антиокислительными, антикоррозионными и антипенными присадками, но без противоизносных и противозадирных присадок</p>	<p>Механические коробки передач с ручным переключением, главные передачи ведущих мостов со спирально-коническими и червячными шестернями</p>
GL-2	<p>Масла, предназначенные для смазывания червячных передач, работающие в условиях таких же нагрузок, скоростей скольжения и температур, как и масла группы GL-1, но к ним предъявляются более высокие требования по антифрикционным свойствам. В отличие от масел GL-1 они могут содержать антифрикционные присадки</p>	<p>Главные передачи ведущих мостов грузовых автомобилей с червячными зацеплениями</p>
GL-3	<p>Масла, предназначенные для обычных трансмиссий со спирально-коническими зубчатыми передачами, работающие в умеренно жестких условиях по скоростям и нагрузкам. Такие масла обладают более высокими противоизносными и противозадирными свойствами по сравнению с маслами GL-2, но более низкого качества, чем масла GL-4</p>	<p>Главные передачи ведущих мостов автомобилей со спирально-коническими зубчатыми колесами, некоторые механические коробки передач с ручным переключением</p>
GL-4	<p>Масла для автомобильных трансмиссий с гипоидной передачей, работающие в условиях большой скорости при малых крутящих моментах и малой скорости при высоких крутящих моментах. Такие условия требуют обязательного наличия в маслах высокоэффективных противозадирных присадок</p>	<p>Главные передачи ведущих мостов легковых автомобилей с гипоидными зубчатыми колесами, некоторые механические коробки передач, устанавливаемые на грузовых автомобилях</p>
GL-5	<p>Масла, предназначенные для автомобильных гипоидных передач, работающих в условиях больших скоростей и малых крутящих моментов, а также при наличии ударных нагрузок на зубьях колес при высоких скоростях скольжения. Условия работы более жесткие, чем у масел GL-4, поэтому в них рекомендуется вводить большее количество серофосфорсодержащей присадки</p>	<p>Главные передачи ведущих мостов легковых и грузовых автомобилей с гипоидными зубчатыми колесами, некоторые механические коробки передач</p>

Группа	Состав масла	Рекомендуемая область применения
GL-6	Масла для автомобильных гипоидных передач с большим (чем у обычных гипоидных передач) вертикальным смещением осей зубчатых колес, что создает условия для достижения высоких крутящих моментов при повышенных скоростях и ударных нагрузках. Рекомендуется вводить в масло большее количество серофосфорсодержащей противозадирной присадки, чем в масло GL-5	Главные передачи ведущих мостов автомобилей с гипоидными зубчатыми колесами, характеризующимися большим сдвигом осей (более 50 мм или до 25 % диаметра ведомой шестерни)

2.23. Предельные показатели противозадирных свойств трансмиссионных масел

Группа масел	Нагрузка	
	ведания, Н/мм, на стенде FZG	сваривания, Н, на ЧШМ трения
TM-1	90 (A/8,3/90/20)	1200 ... 1400
TM-2	350 (A/8,3/90/20)	1400 ... 1600
TM-3	800 (A/8,3/90/20)	1800 ... 2000
TM-4	1140 (A/16,6/130/10)	2200 ... 2400
TM-5	1140 (A/25/130/10)	2800 ... 3000

Примечание. В скобках указываются условия испытания на стенде FZG, например, А — форма зуба зубчатого колеса; 8,3 — окружная скорость скольжения, м/с; 90 — начальная температура масла, °С; 20 — ширина зуба, мм.

2.24. Соответствие эксплуатационных групп масел различных классификаций

Классификация	Группа масел				
	TM-1 GL-1	TM-2 GL-2	TM-3 GL-3	TM-4 GL-4	TM-5 GL-5
СССР SAE					

казатели противозадирных свойств для каждой группы (табл. 2.23).

Соответствие между классификациями трансмиссионных масел по эксплуатационным свойствам представлено в табл. 2.24.

С учетом действующих классификаций на трансмиссионных масел осуществляется и их маркировка. Для трансмиссионных масел, выпускае-

мых в СССР, она состоит из сочетаний определенных знаков (табл. 2.25). Первая группа их включает буквы ТМ (трансмиссионное масло); вторая — цифру, характеризующую принадлежность масла к той или иной группе по уровню эксплуатационных свойств (например, ТМ-5); третья — число, означающее класс вязкости масла (например, ТМ-5-9). В обозначении до-

2.25. Классификация трансмиссионных масел по вязкости, эксплуатационным свойствам и температуре применения, принятая в СССР

Класс вязкости	Группа по эксплуатационным свойствам					Температурный диапазон применения, °С
	ТМ-1	ТМ-2	ТМ-3	ТМ-4	ТМ-5	
6	—	—	ТМ-3-6	ТМ-4-6	ТМ-5-6	—65 ... +15
9	—	ТМ-2-9	ТМ-3-9	ТМ-4-9	ТМ-5-9	—60 ... +25
12	—	ТМ-2-12	ТМ-3-12	ТМ-4-12	ТМ-5-12	—50 ... +30
18	ТМ-1-18	ТМ-2-18	ТМ-3-18	ТМ-4-18	ТМ-5-18	—35 ... +35
34	ТМ-1-34	ТМ-2-34	ТМ-3-34	ТМ-4-34	ТМ-5-34	—20 ... +45
43	ТМ-1-43	ТМ-2-43	ТМ-3-43	ТМ-4-43	ТМ-5-43	—5 ... +55

2.26. Основные характеристики нефтяных базовых масел, используемых для производства трансмиссионных масел

Марка масла	Кинематическая вязкость при 100 °С, мм ² /с	Содержание остаточного компонента, %
М-11	11±1,0	30
М-14	14±0,5	40
М-16	16±0,5	50
М-20	Не менее 20	100

Примечание. Для масел рассматриваемых марок индекс вязкости составляет не менее 90, а температура застывания не выше минус 15 °С.

пускается также включение поясняющих букв (например, ТМ-5-12 РК, где РК указывает на то, что масло является рабоче-консервационным).

В США и странах Западной Европы трансмиссионные масла маркируются по классификации SAE: SAE 85W; SAE 140; SAE 85 W/140. Указывается уровень эксплуатационных свойств масла по API: GL-1; GL-2 и т. п.

Аналогичным образом осуществляется маркировка трансмиссионных масел в соответствии с рекомендациями СЭВ.

2.2.2. Базовые масла для получения трансмиссионных масел. Функциональные присадки

При производстве трансмиссионных масел используются в основном нефтяные основы различной степени

очистки и вязкости (табл. 2.26, 2.27). Трансмиссионные синтетические масла практически не производятся. Наиболее типичный состав трансмиссионных масел представлен в табл. 2.28 [2.9].

В трансмиссионные масла включают присадки различного функционального назначения. Масла для механических трансмиссий не содержат в своем составе моющих присадок (детергентов). В то же время в них шире представлен ассортимент противоизносных и противозадирных присадок. В числе последних используются серо-, фосфор- и хлорсодержащие соединения различного химического состава и строения. Их содержание в масле может достигать более 5 ... 7 %.

Моющие присадки используются в маслах для гидромеханических и гидробъемных передач.

При прочих равных условиях смазывающие свойства трансмиссионных масел зависят от многочисленных фак-

2.27. Вязкостно-температурные свойства нефтяных базовых масел для получения редукторных и трансмиссионных масел

Вязкость кинематическая, мм ² /с, при 100 °С	Вязкость динамическая, Па·с, при температуре, °С							Температура застывания, °С
	0	-10	-20	-30	-40	-50	-55	
5,0	0,2	0,5	1,6	5,5	23,0	100	400	-45
2,7	—	0,1	0,2	0,6	2,0	7,0	15,0	-55
2,8	0,09	0,17	0,4	1,3	5,6	—	—	-45
2,8	—	0,14	0,36	1,1	3,5	17,0	39,0	-50
3,7	0,11	0,23	0,8	3,2	12,3	78	300	-45
3,8	0,23	0,42	1,2	4,0	27,0	300	—	-30

2.28. Состав базовых масел для получения универсальных трансмиссионных масел

Соотношение компонентов в базовом масле, %		Концентрация загущающей присадки, %	Вязкость загущенной основы		
			без присадки		с противоизносной присадкой
базисок	остаточное масло		кинематическая, мм ² /с, при 100 °С	динамическая, Па·с, при -12 °С	кинематическая, мм ² /с, при 100 °С
72	28	3,5	24,3	38	25,8
81	19	3,5	25,6	49	27,0
100	—	2,0	31,2	74	32,9
72	28	4,0	24,3	38	27,4
81	19	4,0	25,6	51	28,6
81	19	0,8	25,6	50	25,8
100	—	0,8	31,8	65	31,0
100	—	0,8	35,1	125	35,1

2.29. Значения вязкости масел и их нагрузочной способности (крутящего момента, вызывающего заедание при испытании на зубчатом стенде с объемной температурой масла 120 °С)

Показатель	Масло							
	нефтяное незагущенное				нефтяное загущенное		синтетическое	
Рабочая вязкость масла, МПа·с	3,8	5,8	10,2	12,8	2,9	7,7	7,1	13,5
Крутящий момент, вызывающий заедание, Н·м	17,1	23,8	31,3	30,9	31,1	45,8	23,3	31,4

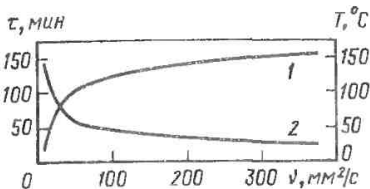


Рис. 2.5. Влияние вязкости масла на образование пittingа;

1 — зависимость времени τ до пitting-образования от вязкости ν масла МС-14; 2 — вязкостно-температурная характеристика масла МС-14

торов, определяемых в том числе и условиями эксплуатации. Они снижаются при попадании в масло абразива, воды, при аэрации масла и пр. Склонность к изнашиванию и задиру возрастает вследствие снижения вязкости масла (в основном из-за разрушения загущающей присадки) и его утечек, приводящих к уменьшению объема масла в системе смазывания и увеличению тепловой нагрузки на него. Как и при использовании моторных масел, особое место занимают пусковые износы, особенно заметно проявляющиеся при низкой температуре окружающего воздуха.

Для улучшения смазывающих свойств масла регулируют его вязкостно-температурные характеристики. Увеличение вязкости приводит к повышению нагрузочной способности масла (табл. 2.29) и, кроме того, уменьшает пitting — специфический вид изнашивания, характерный для механических трансмиссий (рис. 2.5) [2.9].

Повышение смазывающих свойств достигается введением в состав масла высокоэффективных гидrolитически стабильных противозносных, противозадириных и антифрикционных присадок, а также удалением из масла воды, воздуха, механических примесей, продуктов изнашивания и т. п.

2.2.3. Правила подбора трансмиссионных масел

Подбор масел для механических трансмиссий осуществляется с учетом особенностей конструкции смазываемого узла и условий его работы [2.7]. Особенности конструкции характеризуются типом зацепления, удельными нагрузками, скоростями скольжения и т. д. Принимается во внимание классификация масел, регламентирующая их деление по вязкости и уровню эксплуатационных свойств.

Требуемую вязкость масла предлагается устанавливать, руководствуясь нагрузочно-скоростным фактором K_s/ν . Для цилиндрических зубчатых передач [2.9]

$$K_s = [F/(bd)] [(u+1)/u] Z_n^2 Z_e^2, \quad (2.4)$$

где F — тангенциальная сила, Н; b — ширина зуба, мм; d — диаметр начальной окружности, мм; u — передаточное отношение; Z_n — коэффициент, учитывающий профиль зубьев; Z_e — коэффициент перекрытия.

Для червячных передач [2.9]

$$K_s/\nu = M/(a^3 n), \quad (2.5)$$

где M — передаточный крутящий момент, Н·м; a — расстояние между

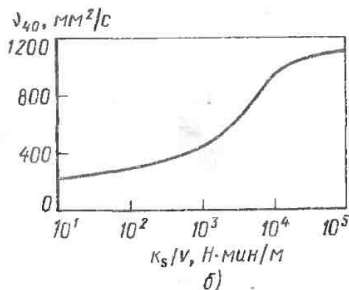
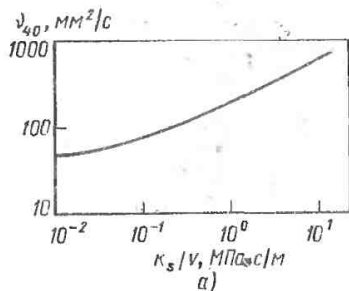


Рис. 2.6. Номограмма для подбора масла по вязкости:

а — для редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами; б — для червячных редукторов

осями червяка и колеса, м; n — частота вращения червяка, мин^{-1} .

Для приближенных расчетов величину вязкости в зависимости от полученного значения K_s/ν определяют по номограмме (рис. 2.6) [2.9].

Окончательный выбор трансмиссионного масла производится по результатам его испытаний в заданном узле или агрегате трансмиссий.

2.3. ИНДУСТРИАЛЬНЫЕ МАСЛА

Индустриальные масла предназначены для уменьшения трения, износа и предотвращения задиrow трущихся поверхностей узлов трения различных машин и механизмов промышленного оборудования — металлорежущих станков, прессов, прокатных станов, разнообразных текстильных и бумагоделательных машин, приборов, насосов, гидросистем и т. п. Смазываемые узлы трения промышленного оборудования значительно отличаются от соответствующих, используемых в подвижном транспорте, как по нагрузкам, температурам, скоростям скольжения, так и по многим другим характеристикам. Такое различие в условиях работы смазочного материала в зоне контакта и определяет большой ассортимент индустриальных масел. Отечественный ассортимент индустриальных масел насчитывает более 100 наименований, и объем их производства превышает 30 % общей выработки нефтяных масел [2.10—2.12].

2.3.1. Назначение, и классификация

Назначение. По этому признаку индустриальные масла делят на пять групп, в каждую из которых входит значительное количество масел, различающихся по составу, физико-химическим и эксплуатационным свойствам: 1) для гидравлических систем; 2) для направляющих скольжения; 3) для зубчатых передач; 4) для шпинделей, подшипников и сопряженных с ними соединений.

Масла для гидравлических систем (~50 % ассортимента). Они являются

рабочими жидкостями для гидравлических систем металлорежущих станков, автоматических линий, прессового и другого оборудования.

В соответствии с широким диапазоном эксплуатационных параметров гидросистем и разными требованиями к оптимальным режимам смазывания выделяют несколько групп масел для гидравлических систем промышленного оборудования. Наиболее жесткие требования предъявляются к вязкости масел для гидросистем, работающих при повышенных давлениях (30 МПа и выше) и температурах (80 °C и выше).

В качестве рабочих жидкостей гидравлических систем металлорежущих станков, автоматических линий, прессового и другого промышленного оборудования применяют масла:

И-12А, И-20А, И-30А, И-40А и И-50А без присадок;

ИГП-18, ИГП-30, ИГП-38, ИГП-49, ИГП-72, ИГП-91 и ИГП-114, содержащие антифрикционную, противоизносную, антиокислительную, антикоррозионную и противопенную присадки;

ИГСП-18 и ИГСП-38, содержащие антифрикционную, противоизносную, противозадирую, антиокислительную, антикоррозионную и противопенную, а ГИГСП-38д дополнительно — демульгирующую присадку.

Масла для направляющих скольжения станочного оборудования применяют для смазывания вертикальных и горизонтальных направляющих, подвижных узлов скольжения (качения), а также для некоторых узлов трения текстильных машин и другого оборудования. Особенностью работы подвижных узлов станков с направляющими скольжения является их склонность к скачкообразному перемещению при малых скоростях движения (0,016... 3,3 мм/с) и нагрузках (до 1 МПа). Скачкообразное перемещение узлов станков по направляющим скольжения может быть следствием относительно низкой жесткости системы станок — приспособление — инструмент — деталь, а также возрастания силы трения в направляющих с увеличением времени неподвижного контакта и падения силы трения с воз-

растинием скорости движения. Такое движение узлов не позволяет обеспечить равномерную подачу, уменьшает точность и чувствительность заданных минимальных перемещений. В результате снижаются качество и точность обработки деталей, производительность оборудования, увеличивается износ. Даже наиболее совершенные конструкции направляющих скольжения при малых скоростях (порядка 0,02 мм/с) или при высоких нагрузках (до 10 МПа) склонны к неравномерности перемещения узлов.

Для смазывания горизонтальных, вертикальных и наклонных направляющих скольжения и качения подвижных узлов, пар винт—гайка, зубчатых и гидродинамических передач станочного оборудования применяют масла:

И-20А, И-40А и И-50А без присадок;

ИНСп-40, ИНСП-65, ИНСП-110, содержащие противоскачковую, противозадирную, адгезионную, и противопенную присадки.

Для смазывания направляющих скольжения и питания гидравлического привода в объединенных системах металлорежущих станков применяют универсальные масла ИГНСп-20, ИГНСп-40, содержащие противоскачковую, антифрикционную, противозносную, антиокислительную, депрессорную и противопенную присадки.

Масла для зубчатых передач (~40 %). Они применяются для смазывания всех видов зубчатых, червячных и винтовых передач металлорежущих станков, прессов, лебедок, лифтов и подъемников, комбайнов, текстильных и многих других машин. Условия работы передач весьма разнообразны, что делает необходимым использование широкого ассортимента смазочных масел.

Условия трения в зубчатых передачах существенно отличаются от условий трения в других механизмах. Масла должны обеспечивать надежную работу оборудования в условиях длительной беспрерывной работы масла в широком интервале температур при режимах гидродинамического и граничного смазывания или их сочетаниях. Применяют следующие группы масел:

И-12А, И-20А, И-30А, И-40А и И-50А без присадок;

масла цилиндры 11 и 24, цилиндры 38 и 52, запоры, облегченные 13, 25 и 30, П-28, П-40 без присадок;

ИГП-72, ИГП-91, ИГП-114, ИГП-152, ИГП-182, содержащие антифрикционную, противозносную, противозадирную, антиокислительную, антикоррозионную присадки;

ИРп-40, ИРп-75, ИРп-85, ИРП-150, содержащие антифрикционную, противозносную, противозадирную, антиокислительную, антикоррозионную и противопенную присадки;

ИТП-200 и ИТП-300, содержащие антифрикционную, противозносную, противозадирную, антиокислительную и антикоррозионную присадки;

И-100Р (с), содержащее противозадирную и депрессорную присадки.

Масла для шпинделей, подшипников и сопряженных соединений. Для эффективной работы высокоскоростных шпинделей станков, установленных в подшипниках качения и скольжения, важное значение имеет обеспечение минимальных потерь на трение и предупреждение нагрева трущихся сопряжений. Эти узлы смазывают, как правило, маловязкими индустриальными маслами, весьма стабильными против окисления. Чем выше скорость вращения шпинделя, тем ниже должна быть вязкость масла. Для повышения стабильности против окисления, улучшения антифрикционных и противозносных свойств в масло вводят присадки. Хотя высокоскоростные шпиндели и работают при трении в условиях гидродинамической смазки, но при запуске и работе с высокими нагрузками возможен режим трения при граничной смазке, что и делает необходимым использование присадок.

Для смазывания шпинделей, подшипников и сопряженных с ними соединений высокоскоростных легко нагруженных механизмов (шпиндельных узлов и зубчатых передач металлорежущих станков, текстильных и прядильных машин, центрифуг, сепараторов, веретен и др.) применяют масла:

И-5А, И-8А, И-12А и И-20А без присадок;

2.30. Деление промышленных масел по назначению

Группа	Рекомендуемая область применения
Л	Легко нагруженные узлы (шпиндели, подшипники и сопряженные с ними соединения)
Г	Гидравлические системы
Н	Направляющие скольжения
Т	Тяжело нагруженные узлы (зубчатые и другие передачи, подшипники и сопряженные с ними соединения)

ИГП-2, ИГП-4, ИГП-6, ИГП-8 и ИГП-14, содержащие противоизносную, антиокислительную, антикоррозионную присадки.

Для подшипников прокатных станов, работающих в условиях гидродинамической смазки, применяются масла без присадок и только из малосернистых нефтей: турбинное Т₃₀, авиационные МС-14 и МС-20, трансмиссионное ТС-14,5 и прокатное П-28.

Для смазывания цепей подвесных и напольных конвейеров, периодически проходящих через сушильные камеры при температуре 180—200 °С, применяются масла с антифрикционными добавками и с присадками:

ИЦп-20, содержащее дисульфид молибдена, адгезионную, депрессорную и антикоррозионную присадки, и ИЦп-40, содержащее противозадирную, антикоррозионную и адгезионную присадки.

Классификация. В основу современной классификации промышленных масел различного назначения в СССР и за рубежом положен принцип их деления на группы в зависимости от областей применения и эксплуатационных свойств. Для установления единых принципов стандартизации, а также для облегчения сотрудничества с международной организацией по стандартизации ИСО разработан ряд стандартов, в том числе стандарт МС-3448—75 «Смазочные материалы промышленные». Классификация вяз-

кости и стандарт МС-6743—78 «Классификация смазок и промышленных масел». По стандарту МС-3448-75 масла делятся на 18 сортов с диапазоном вязкости —2 ... 1500 мм²/с при 40 °С. Классификация включает жидкости на нефтяной основе от керосина до цилиндрических масел. Каждый сорт масла обозначен номером, который представляет собой среднее значение вязкости при 40 °С с допустимым отклонением от этого значения ±10 %.

Наряду с международными стандартами в ряде стран действуют национальные стандарты на классификацию гидравлических масел: DIN 51524-73 (ФРГ), TGL 17542/01 (ГДР), NFE 548-600-74 (Франция) и др. Классификация ФРГ и ГДР практически аналогичны и по ним гидравлические масла разделены на три группы — Н, HL и HLP, соответственно — без присадок, с ингибиторами коррозии и окисления; последняя группа содержит также противоизносные присадки. По французской классификации выделена еще четвертая группа масел с вязкостными присадками.

С целью унификации, улучшения качества и расширения производства промышленных масел для промышленного оборудования предусмотрена единая система обозначения промышленных масел, предназначенных для применения в различных промышленных оборудовании: станках, прессах, прокатных и молочных станах, машинах и оборудовании, в которых используются редукторы, подшипники и другие элементы различных конструкций и условий эксплуатации, а также гидравлические системы и т. д. [2.13]. Масла, предназначенные для смазывания промышленного оборудования, выделяются в самостоятельную группу, которой присвоено общее условное наименование «промышленные масла» (ГОСТ 17479.4—87).

В зависимости от назначения промышленные масла делятся на четыре группы — Л, Г, Н и Т (табл. 2.30).

По эксплуатационным свойствам промышленные масла разделены на пять подгрупп — А, В, С, Д и Е (табл. 2.31).

2.31. Подгруппы индустриальных масел по уровню эксплуатационных свойств

Подгруппа	Состав масла	Рекомендуемая область применения
А	Нефтяные масла без присадок	Шпиндели, подшипники, гидросистемы, направляющие скольжения, зубчатые передачи промышленного оборудования, условия работы которых не предъявляют особых требований к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел
В	Нефтяные масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками	Шпиндели, подшипники гидросистемы, направляющие скольжения, зубчатые передачи промышленного оборудования, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел
С	Нефтяные масла с антиокислительными, антикоррозионными и противозносными присадками	Шпиндели, подшипники, гидросистемы, направляющие скольжения, зубчатые передачи с преимущественным трением скольжения, а также узлы трения, где используются антифрикционные сплавы цветных металлов, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, антикоррозионным и противозносным свойствам масел
Д	Нефтяные масла с антиокислительными, антикоррозионными, противозносными и противозадирными присадками	Элементы промышленного оборудования с преимущественным трением качения и термонагруженные узлы с трением качения и скольжения, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, антикоррозионным, противозносным и противозадирным свойствам масел
Е	Нефтяные масла с противоскачковыми присадками	Направляющие скольжения высокоточных, автоматизированных станков, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, адгезионным, противозносным, противозадирным и противоскачковым свойствам масел

2.32. Классы вязкости индустриальных масел

Класс вязкости	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при 40 °С	Класс вязкости	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при 40 °С
2	1,9 ... 2,5	68	61 ... 75
3	3,0 ... 3,5	100	90 ... 110
5	4,0 ... 5,0	150	135 ... 165
7	6,0 ... 8,0	220	198 ... 242
10	9,0 ... 11,0	320	288 ... 352
15	13,0 ... 17,0	460	414 ... 506
22	19,0 ... 25,0	680	612 ... 748
32	29,0 ... 35,0	1000	900 ... 1100
46	41,4 ... 51,0	1500	1350 ... 1650

2.33. Соответствие обозначений промышленных масел по новому стандарту и по ранее принятой отечественной нормативно-технической документации

Обозначение масла по ГОСТ 17479.4—87	Ранее принятое обозначение	Обозначение масла по ГОСТ 17479.4—87	Ранее принятое обозначение
И-Л-А-7	И-5А	И-Н-Е-68	ИНСл-40
И-Л-А-10	И-8А	И-Н-Е-100	ИНСл-65
И-Л-А-22	И-12А	И-Н-Е-220	ИНСл-110
И-Г-А-32	И-20А	И-ГН-Е-32	ИГНСл-20
И-Г-А-46	И-30А		
И-Г-А-68	И-40А	И-ГН-Е-68	ИГНСл-40
И-Г-А-100	И-50А	И-Т-С-320	ИГП-152, ИГП-182
И-Л-С-3	ИГП-2	И-Т-Д-68	ИРл-40
И-Л-С-5	ИГП-4		ИСП-40
И-Л-С-10	ИГП-6, ИГП-8	И-Т-Д-100	ИРл-75
И-Л-С-22	ИГП-14		ИСП-65
И-Г-С-32	ИГП-18	И-Т-Д-220	ИРл-150, ИСП-110
И-Г-С-46	ИГП-30, ВНИИНП-403		
И-Г-С-68	ИГП-38, ИГП-49	И-Т-Д-460	ИТП-200
	ВНИИНП-406	И-Т-Д-680	ИТП-300
И-Г-С-100	ИГП-72		
И-Г-С-150	ИГП-91		
И-Г-С-220	ИГП-114		

2.34. Соответствие обозначений промышленных масел по назначению по стандартам СССР и ИСО 6743

Стандарт СССР	ИСО 6743
Л	Г
Г	Н
Н	С
Т	С

В зависимости от величины кинематической вязкости промышленные масла делятся на 18 классов (табл. 2.32).

Деление масел по назначению соответствует МС ИСО 3498 и 6743, а по вязкости — МС ИСО 3448.

Таким образом, для обозначения промышленных масел определена группа знаков, разделенных между собой тире, первый из которых обозначается буквой «И» независимо от состава и свойств масел. Все последующие пишутся также прописными буквами. Второй знак определяет при-

надлежность к группе по назначению: третий — к подгруппе по эксплуатационным свойствам; четвертый — характеризует класс кинематической вязкости. Например, И-Л-С-32, где: И — промышленное масло, Л — группа по назначению (см. табл. 2.30), С — подгруппа по эксплуатационным свойствам (см. табл. 2.31), 32 — класс вязкости (см. табл. 2.32).

Соответствие обозначений промышленных масел, принятых по ГОСТ 17479.4—87, ранее принятым в нормативно-технической документации и группам по назначению классификации ИСО 6743 приведено в табл. 2.33 и 2.34.

2.3.2. Базовые масла и функциональные присадки, используемые в производстве товарных масел

Современные промышленные масла представляют собой базовые масла (как правило, нефтяного происхождения или их смеси с синтетическими

маслами), содержащие композицию присадок различного функционального действия. Технология производства базовых масел основана на физических методах выделения желательных компонентов из нефтяного сырья. Начальным процессом является атмосферно-вакуумная перегонка нефти с последующей очисткой дистиллятов и деасфальтированного гудрона фенолом (фурфуолом), депарафинизацией в растворителях и доочисткой (гидродоочисткой или адсорбционной очисткой с использованием отбеливающих веществ). Для получения базовых масел с высоким индексом вязкости (95 и выше) применяют глубокую селективную очистку или гидрогенизационные процессы (гидрокрекинг, гидроизомеризацию).

Основными свойствами базовых масел для приготовления товарных индустриальных масел разного назначения являются вязкость и ее изменения с температурой. Вязкость масел должна оставаться максимально постоянной в широком температурном диапазоне и такой, чтобы при низких температурах масло не теряло своей подвижности. Требования к базовым маслам непрерывно ужесточаются и особенно по вязкостно-температурным свойствам (высокие показатели индекса вязкости и низкие значения вязкости при отрицательной температуре).

В отечественной и зарубежной практике для приготовления товарных индустриальных масел используются базовые нефтяные масла, существенно различающиеся по способу получения и вязкости. Применяют в основном дистиллятные масла с вязкостью 2 ... 190 мм²/с при 50 °С. Для получения более вязких базовых масел дистиллятные смешивают с остаточными компонентами.

В качестве базовых основ для приготовления индустриальных масел с присадками серии ИГП используют масло глубокой селективной очистки из сернистой нефти. В зависимости от средней кинетической вязкости при 50 °С установлены следующие марки масел: ВИ-4, ВИ-6, ВИ-8, ВИ-20, ВИ-30, ВИ-40, ВИ-50, ВИ-70, ВИ-90, ВИ-115 (ТУ 38101308—78).

Базовые масла серии ВИ должны соответствовать требованиям, указанным в табл. 2.35. Улучшение вязкостно-температурных свойств масел и их подвижности при низких температурах, особенно для некоторых специальных сортов, а также повышение ресурса работы и ряда показателей эксплуатационных свойств достигаются введением различных синтетических жидкостей. Высокий уровень эксплуатационных свойств синтетических масел (хорошая вязкостно-температурная характеристика, высокая термоокислительная стабильность и др.) свидетельствует о необходимости расширения их производства и использования в приготовлении индустриальных масел. Наряду с полностью синтетическими основами для получения масел рекомендуется использовать смесь нефтяных масел с синтетическими продуктами (полусинтетические, или частично синтетические, масла). Сочетанием нефтяного и синтетического компонентов в ряде случаев можно получить композиции с выраженным синергетическим эффектом функционального действия и повышенной активностью присадок.

Индустриальные масла используются в узлах трения разнообразного оборудования, работающего при сравнительно невысоких температурах, но в широком диапазоне нагрузок и скоростей, при контакте с воздухом, водой и другими средами. Общим требованием к маслам является надежность длительного (в течение заданного ресурса работы) предохранения трущихся поверхностей от различного вида повреждений, снижение потерь энергии на трение. Наряду с высокими требованиями, предъявляемыми к антифрикционным, противозадирным и противозадирным свойствам, а также способностью масел стабилизировать коэффициент трения, обеспечивая плавное и устойчивое скольжение, важными эксплуатационными свойствами, определяющими их выбор, являются стабильность к окислению, защитная способность, высокий уровень деэмульгирующих и противопенных свойств, способность выполнять функции охлаждающей, демпфирующей среды и др.

2.35. Свойства базовых промышленных масел серии ВИ

Показатель	ВИ-4	ВИ-6	ВИ-8	ВИ-20	ВИ-30	ВИ-40	ВИ-50	ВИ-70	ВИ-90	ВИ-116
Внешний вид	Прозрачное									
Вязкость кинематическая, мм ² /с:	4,3 ... 6,0	7,2 ... 10,0	9,3 ... 12,5	26,3 ... 30,0	44,5 ... 50,0	55,8 ... 65,0	76,5 ... 95,0	117,5 ... 125	151 ... 165	192 ... 205
при 40 °С	Не нормируется, определение обязательно									
при 50 °С	3,5 ... 4,5	5,5 ... 7,5	7,0 ... 9,0	18,0 ... 20,0	29,0 ... 31,0	36,0 ... 40,0	48,0 ... 52,0	71,0 ... 75,0	89,5 ... 94,5	111,5 ... 118,5
ИВ, не менее	—	95	95	95	95	95	95	95	95	95
Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
Коксуемость, %, не более	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40
Содержание механических примесей, %	Отсутствие									
Содержание воды, %	125	145	145	180	210	220	225	230	240	250
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С	—8	—10	—10	—10	—10	—10	—10	—10	—10	—10
Температура застывания, °С, не выше	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0	5,5
Цвет по N PA (марки), не более	1,0	1,5	1,5	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,5	6,0
Цвет по ЦНТ (единицы), не более	Отсутствие									
Содержание фенола, %	Отсутствие									

2.36. Состав промышленных индустриальных масел с присадками

Показатель	Масла					
	ИГП ¹	ИГСП ²	ИНСп	ИСП в ИСПи ³	ИРп	ИТП
Наименование присадок и их концентрация, % масс:						
антиокислительная	0,5 ... 0,7	—	—	—	—	—
противоизносная	1,0 ... 1,2	1,0	—	2,0 ... 2,5	2,0	2,0
противоизносная (S—19—20 %)	—	1,0	—	3,5 ... 3,8	—	—
противоизносная (S—43 %)	—	—	1,0 ... 1,2	—	—	—
противоизносная (S—19—22 %)	—	—	—	—	5,0	5,0
стеарат алюминия	—	—	0,7 ... 1,0	—	—	—
сульфонат натрия	—	—	1,0 ... 1,5	—	—	—
натуральный каучук	—	—	0,05 ... 0,07	—	—	—
депрессорная	0,3 ... 0,5	—	—	—	—	—
антикоррозионная	0,10 ... 0,15	0,1	—	0,1	0,1	0,1
противопенная	0,003 ... 0,005	0,002	0,005	—	0,005	—
Базовые масла (остальное до 100 %)	Высокоиндексные глубокоочищенные, из сернистых нефтей (индекс вязкости 95)		Дистилляционные и остаточные и их смеси из сернистых нефтей обычной глубины очистки (индекс вязкости 85)			ПС-28, П-40, цилиндрическое 52 и их смеси 200, 300
Маркировка по кинематической вязкости	20, 4, 6, 8, 14, 18, 114, 152, 182		18, 38 25, 40, 40, 65, 40, 75, 110 65, 85 ⁴ 110			

¹ На базе нефтяной основы с вязкостью 2,2 ... 2,6 мм²/с при 50 °С.² Масло ИГСП-38д, кроме того, содержит демульгатор (0,015 ... 0,020 %).³ Масла ИСПи производятся с импортной противозадирной серо-содержащей присадкой (3,8 ... 4,2 %) и противоизносной присадкой (6 ... 1,0 %).⁴ Масло ИРп-85 производится на высокоиндексной основе (индекс вязкости 95).

Нефтяные масла без присадок, как правило, не обеспечивают выполнения всех требований, предъявляемых к маслам разнообразными условиями работы машин и механизмов. Применение присадок и их композиций улучшает качество масел.

В качестве базовых применяются масла из смеси сернистых нефтей различной глубины селективной очистки. Масла одной серии отличаются по уровню вязкости и физико-химическим свойствам, но содержат одну и ту же композицию присадок. Состав композиции присадок для основных групп промышленных масел приведен в табл. 2.36. Максимальная концентрация присадок не превышает 7,5% (масла серии ИРп и ИТП). Некоторые масла содержат в своем составе графит, MoS_2 и их композиции (ИЦП-20, ИМСп-20, ИМСп-200 и др.). Наряду с вязкостной присадкой ПМАд в некоторых маслах используют также КП-10 как октол-600.

2.3.3. Трибологические свойства промышленных масел

О смазочной способности промышленных масел судят по комплексу показателей (показатель износа D_u , коэффициент трения, индекс задира и др.), оцениваемых на машинах трения, имитирующих те или иные условия применения масел. При этом базовые жидкости для промышленных масел в зависимости от способа получения имеют различные противозносные свойства: для дистиллятных масел $d_u = 0,8 \dots 1,10$ мм, для остаточных масел $d_u = 0,6 \dots 0,8$ мм (при нагрузке 196 Н, испытание по ГОСТ 9490—75).

Противозносные свойства товарных масел с присадками приведены в табл. 2.37. О влиянии присадки на противозносные свойства промышленного масла позволяют судить данные рис. 2.7.

Уменьшить или предотвратить скачкообразное движение по направляющим возможно следующими основными путями: увеличением скорости скольжения; увеличением жесткости элементов привода, уменьшением силы

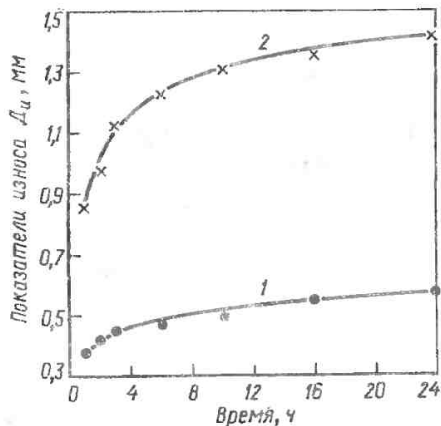


Рис. 2.7. Противозносные свойства легированного масла ИГП-18 (кривая 1) в сравнении с маслом И-20А без присадок (кривая 2)

трения за счет перехода от трения скольжения к трению качения; применением антифрикционных полимерных материалов для направляющих; применением специальных противоскачковых масел. Как показывает опыт мирового станкостроения, наиболее простым и рациональным способом достижения названной цели является использование масел с присадками. Введение в масла антифрикционных присадок способствует образованию прочной масляной пленки на контактирующих поверхностях, которая не разрушается при высоких давлениях и малых скоростях перемещения, что значительно снижает уровень статического и кинетического коэффициента трения и обеспечивает равномерность подачи (табл. 2.38).

Высокой несущей способностью масляной пленки и способностью защищать трущиеся поверхности от изнашивания и задира в случае использования масел для зубчатых передач обладают промышленные масла с присадками, содержащими нафтеноат свинца, осерненные жиры, хлор, цинк, азот, а также антифрикционные добавки: дисульфид молибдена и графита. Применение противозносных и противозадириных присадок в маслах часто является решающим фактором

2.37. Смазывающие свойства промышленных индустриальных масел с присадками (по ГОСТ 9490—75)

Серия масел	Индекс садира	Нагрузка сваривания, Н	Показатель износа $D_{и}$, мм, при 196 Н	Противоскачковые свойства по ASTM D 2887—70, $f_{ст}/f_{к}$
ИГП	23 ... 24	1100 ... 1770	0,40 ... 0,45	Скачки
ИГСл	25	1300 ... 1450	0,40 ... 0,45	»
ИГНСл	27 ... 31	2100 ... 2500	0,40 ... 0,45	0,70 ... 0,73
ИНСл	28 ... 36	1780 ... 2240	0,92 ... 0,99	0,70 ... 0,71
ИСП и ИСПл	44 ... 49	2450 ... 2770	0,45 ... 0,50	Скачки
ИРп	40 ... 50	3150 ... 3550	0,70 ... 0,90	—
ИТП	52 ... 57	3680 ... 3860	0,65 ... 0,72	—

2.38. Характеристика противоскачковых свойств масел, полученная на стенде Lavaco по ASTM D—2877—70

Масло	Коэффициент трения			Наличие скачков
	$f_{ст}$	$f_{к}$	$f_{ст}/f_{к}$	
ИГП-18	—	—	—	Есть
ИГП-38	—	—	—	»
ИГСл-18	—	—	—	»
ИГСл-38	—	—	—	»
ИНСл-20	0,0965	0,6785	0,70	Нет
ИНСл-40	0,1048	0,0750	0,71	»
ИГНСл-20	0,1249	0,0912	0,73	»
ИГНСл-40	0,1229	0,0861	0,70	»
Vacuoline 1405	0,1340	0,1018	0,76	»
Vacuoline 1409	0,1065	0,0783	0,73	»

для повышения нагрузочной способности, обеспечения надежной и долговечной работы зубчатых передач. В табл. 2.39 приведены характеристики смазывающих свойств масел типа ИРп-75, содержащих промышленные и опытные серо- и фосфорсодержащие присадки, в сравнении с маслами, содержащими нафтенат свинца и осеревенные жиры. Данные свидетельствуют, что образец 3 по смазывающим свойствам превосходит масло 1 и образцы 7 и 8, содержащие нафтенат свинца (табл. 2.40).

Наряду с высокими смазывающими свойствами масла для направляющих скольжения должны обладать хоро-

шими демпфирующими свойствами, обеспечивающими вибростойкость пары трения.

При применении масел с присадками движение привода по направляющим происходит равномерно, без скачков и сила трения существенно снижается. После останова привода коэффициент трения постепенно снижается до исходной величины. При увеличении скорости скольжения коэффициент трения для базовых масел имеет значительный падающий участок, отсутствующий для масел с присадками (кривая 5 на рис. 2.8). Масла с присадками обеспечивают, как правило, равномерное перемещение, в то время

2.39. Смазывающие свойства по ГОСТ 9490—75 нефтяного масла (вязкость около 75 мм²/с при 50 °С) с различными присадками, определенные на 4ШМ трения

Образец	Масло с композицией присадок	H_B	$P_{с, Н}$	$P_{к, Н}$	$D_{тр}$, мм, при 196 Н
1	Масота 68, содержащее 3 % нафтената свинца и осерненные жиры	50	3980	750	1,23
2	Базовое масло + 2,5 % КИНХ-2 + 2% ДФ-11 + 0,1 % В-15/41 + 0,005 % ПМС-200А	56	4220	1000	0,37
3	То же + 5 % ОТП + 2 % ДФ-11 + 0,1 % В-15/41 + 0,005 % ПМС-200А	54	3550	1260	0,47
4	То же + 5 % ОТП + 2 % ДФ-11 + 1 % ПМАД + 1 % ПМС	52	3350	1120	0,59
5	То же + 4 % ТИБ-6	56	4470	940	0,76
6	То же + 5 % ОТП + 5 % салатного масла + 1 % Ионола	50	3550	1000	0,74
7	То же + 3 % нафтената свинца + 4 % ОСМ-13	45	4000	840	1,0
8	То же + 3 % нафтената свинца + 4 % ОСМ-13 + 2 % ДФ-11 + 2 % Ионола	52	4220	940	0,87
9	Синопол ВВ, содержащее более 6 % нафтената свинца и осерненные жиры	54	4000	—	1,06
10	Масло EP 100/P, содержащее более 6 % нафтената свинца и осерненные жиры	43	2900	—	1,14

2.40. Смазывающие свойства масла ИРп-75 (композиция образцов 3 и 6) в сравнении с маслом Масота 68 фирмы Shell

Номер образца по табл. 2.39	Наименование масла, композиция присадок	Четырехшариковый стенд FZG		Машинная трения Алмен—Виланд, нагрузка P , Н
		$P_{с, Н}$	предельное давление при износе, МПа	
3	Базовое масло + 5 % ОТП + 2 % ДФ-11 + 0,1 % В-15/41 + 0,005 % ПМС-200А	1480	1340	6000
6	То же + 5 % ОТП + 5 % салатного масла + 1 % Ионола	1660	1220	6500
1	Масота 68, содержащее 3 % нафтената свинца и осерненные жиры	1470	800	4000

Примечание. Близкие результаты по нагрузке заедания получены при испытании масел на шестеренчатом стенде JAE.

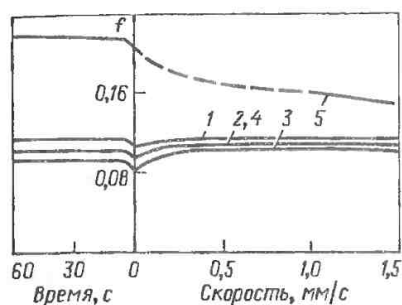


Рис. 2.8. Зависимость коэффициента трения от продолжительности неподвижного контакта и скорости скольжения при смазывании различными маслами:
 1 — ИПСп-40; 2 — Vactra-2; 3 — ИГСп-40; 4 — Vacuoline-1409; 5 — И-40А

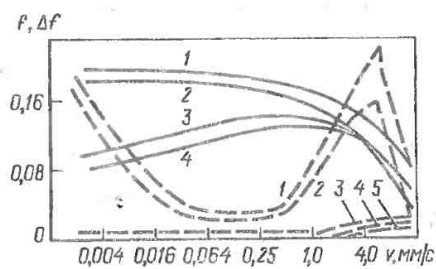


Рис. 2.9. Зависимость коэффициента трения (сплошные линии) и его динамической составляющей (штриховые линии) от скорости ползуна при смазывании маслами:
 1 — И-20А; 2 — И-40А; 3 — ИНСп-20
 4 — ИНСп-40; 5 — Vactra-2

как масла без присадок — скачкообразное движение.

В ходе исследования влияния масел на фрикционные характеристики направляющих скольжения на стенде СРН-1 были определены скоростные характеристики коэффициента трения f и его динамической составляющей Δf для масел с присадками и без них вязкостью около 20 и 40 мм²/с при 40 °С (см. рис. 2.9). Силу трения F измеряли с помощью динамометрической опоры при скорости ползуна $v = 0,002 \dots 16,0$ мм/с без остановки, с плавным переходом от меньшей скорости к большей. Этим исключали влияние переходных процессов на точность измерения F . Диапазон изменения v включал в себя все возможные скорости установочных перемещений и рабочих подач подвижных узлов станка. Характер изменения силы трения F зависит от типа масла и скорости ползуна. Зависимости f и Δf от v (см. рис. 2.9) позволяют определить коэффициент трения в направляющих скольжения при любой заданной скорости перемещения ползуна и использовать его при расчете узла трения, а также амплитудной характеристики колебаний, по которой можно судить об устойчивости движения ползуна и о демпфирующей способности масла. Скоростные ха-

рактеристики Δf при использовании масел без присадок и с присадками значительно различаются между собой. Так, при смазывании маслами И-20А и И-40А система привод—ползун—направляющие (ИПН) колеблется со значительной амплитудой практически во всем диапазоне заданных скоростей. Характер зависимостей f и Δf от v (кривые 1 и 2) для этих масел одинаков. При смазывании маслами ИНСп-20, ИНСп-40 и Mobil Vactra Oil-2 практически во всем диапазоне скоростей $\Delta f = 0$, т. е. обеспечивается устойчивое, плавное скольжение ползуна. Масла ИНСп-20 и ИНСп-40 обладают активной демпфирующей способностью в направлении скольжения, т. е. значительно снижают уровень вынужденных колебаний ползуна, вызываемых приводом.

Анализ скоростной характеристики изменения коэффициента трения показывает, что для масел И-20А и И-40А наблюдается уменьшение коэффициента трения по мере повышения скорости скольжения. Для зависимости коэффициента трения от скорости скольжения для легированных масел ИНСп-20 и ИНСп-40 характерно увеличение коэффициента трения при скорости $v = 0,002 \dots 1,15$ мм/с (см. рис. 2.9). Во всем диапазоне скоро-

стей для указанных масел $f = 0,14$; абсолютное значение f у них в 1,5—2 раза меньше, чем у базовых масел без присадок.

В тех же условиях (на стенде СРН-1) базовое масло из сернистых нефтей (И-40А и ВИ-40) различной глубины очистки не обладают противоскачковыми свойствами, при их испытании коэффициенты трения с увеличением скорости скольжения уменьшаются. Для масел ИНСп-40, ИГСп-40, *Vactra Oil-2*, *Vacuoline 1409* и др. с присадками на кривых можно выделить два участка: при малых скоростях скольжения f увеличивается, а при их повышении — уменьшается. Абсолютное значение коэффициента трения для масел с присадками всегда ниже, чем для масел без присадок.

Динамическая составляющая Δf коэффициента трения масел с присадками равна нулю, что свидетельствует о их высоких демпфирующих свойствах.

Для смазывания тяжело нагруженных редукторов прокатных станков и штамповочных прессов за рубежом применяют масла, содержащие композиции присадок из свинцовых мыл и осернированных жиров, например масла серий *Masota* фирмы *Shell* и *Com-pound* фирмы *Mobil Oil*. Однако свинцовые мыла (нафтенаты свинца) обладают рядом недостатков, такими, как способность вызывать повышенное изнашивание поверхностей трения, окисляемость, эмульгируемость и токсичность. Это привело к необходимости заменить масла с нафтенатом свинца маслами, содержащими эффективные серо-, хлор- и фосфорсодержащие присадки.

Применение таких масел характеризуется уменьшением изнашивания зубьев зубчатых колес, отсутствием питтинга и шламообразования при высоких температурах. Такими свойствами наделены масла серии *Mobilgear 600*, которые, по данным фирмы *Mobil*, пригодны для смазывания всех видов закрытых зубчатых передач, подшипников качения и скольжения, применяемых в прокатных станках, каландрах, резиносмесителях, лебедках, экскаваторах, подъемниках, станках и др.

2.3.4. Правила подбора индустриальных масел

Между качеством индустриальных масел и условиями работы смазываемого оборудования существует тесная связь. Правильно подобранное масло обеспечивает надежную и безотказную работу соответствующего узла трения и механизма, в то же время отклонения в условиях его работы (перегрузки, повышение температуры и т. п.) могут привести к необратимым изменениям состава и ухудшению качества масла.

Для смазывания разнообразного промышленного оборудования в зависимости от условий эксплуатации применяются масла с уровнем вязкости от 2 мм²/с при 50 °С до 52 мм²/с при 100 °С, содержащие и не содержащие присадки.

Работоспособность зубчатых передач определяется их конструкцией, материалами, технологией изготовления и свойствами применяемых смазочных материалов. Три основных фактора определяют условия, в которых работают смазочные масла в зубчатых передачах: температурный режим, частота вращения зубчатых колес и удельное давление в зоне контакта. Рабочая температура масла в промышленных редукторах меняется в широких пределах — от температуры окружающей среды до 120...130 °С и даже до 150 °С. Температуру масла часто принимают за критерий его работоспособности в редукторе. В некоторых случаях температуру масла в редукторах ограничивают 55 °С. Как правило, рабочая температура масла повышается с увеличением вязкости смазочного материала. С увеличением частоты вращения зубчатых колес (фактическая скорость скольжения на линии зацепления может достигать 25 м/с, а на входе в зацепление — 30 м/с) температура масла также возрастает. Чем больше скорость скольжения на поверхности контактирующих зубьев, тем больше скорость сдвига действует на смазочный слой.

В зависимости от давления в полосе зацепления и величины окружной скорости зубчатые передачи подразделяются на три группы:

Давление в полосу зацепления, МПа	600 ... 800	1000 ... 1200	2000 ... 4000	100 ... 1400
Окружная скорость зубчатой передачи, м/с	100	10 ... 15	5 ... 10	30
Группа зубчатой передачи	Легко нагруженные	Средне нагруженные	Тяжело нагруженные	

Условия работы промышленных зубчатых передач разнообразны, что делает необходимым применение в них масел различного состава и свойств. Спирально-конические и гипоидные передачи смазывают маслами, содержащими химические активные противозадирные присадки. Для червячных передач применяют в основном высоковязкие масла с антифрикционными присадками. Цилиндрические и конические зубчатые передачи в зависимости от нагрузок и скорости скольжения смазывают высоковязкими маслами без присадок или с добавлением противозадирных присадок.

Предельные значения величин удельных нагрузок, ниже которых допускается применение масел без присадок, следующие: для закаленных зубчатых колес — до $8 \cdot 10^8$ Па (хорошо приработанные — до $10 \cdot 10^8$ Па) и для незакаленных до $4 \cdot 10^8$ Па (хорошо приработанные — до $6 \cdot 10^8$ Па). При более высоких значениях нагрузок необходимо применять масла с противозадирными присадками. Для смазывания наиболее нагруженных механизмов требуется применять мас-

ла одновременно и с противозадирными присадками. Данные по рекомендуемому составу масел в зависимости от контактных нагрузок, скоростей и средней температуры в контакте приведены в табл. 2.41.

Повышение антифрикционных свойств масел для червячных передач достигается введением в них жирных кислот растительного или животного происхождения.

Гидравлические масла работают в различных климатических условиях и в широком диапазоне температур. Наряду с необходимым уровнем вязкости, хорошими вязкостно-температурными свойствами, минимальным изменением вязкости под действием давления и механических нагрузок важными показателями эксплуатационных свойств, которые учитывают при их подборе, являются сжимаемость, вспениваемость, кавитация, демульсация, стабильность к окислению и минимальное воздействие на контактирующие с маслом материалы. Практикой установлено, что для обеспечения надежной работы гидросистем вязкость масла должна находиться в пре-

2.41. Режимы работы прямозубых зубчатых передач и рекомендуемый состав масел вязкостью 14 ... 20 мм²/с при 100 °С

Контактная нагрузка, МПа	Скорость скольжения, м/с	Температура в зоне контакта, °С	Рекомендуемый состав масла
700	0,50	60	Без присадок
600	2,56	70	То же
870	0,42	130	С противозадирной присадкой
1610	0,25	110	То же
1490	1,36	115	»
1260	1,36	275	С противозадирной и средней эффективности противозадирной присадкой
2130	5,83	330	С противозадирной и высокоэффективной противозадирной присадкой

делах 12 ... 100 мм²/с при 50 °С. Максимально допустимая температура применения масла соответствует той, при которой обеспечивается 75 % номинальной эффективности работы гидросистемы. При минимальной температуре масло должно нормально циркулировать в гидросистеме под действием давления, создаваемого насосом. В зависимости от конструкции насоса и гидросистемы вязкость масла при предельно отрицательной температуре не должна превышать 7000 мм²/с.

При высоком давлении (свыше 10⁶ Па) может произойти резкое увеличение вязкости масла, и оно через квазипластичное состояние переходит в твердое. При снятии нагрузки первоначальная вязкость, как правило, восстанавливается. Динамическая вязкость при давлении p

$$\mu_p = \mu_0 e^{\alpha p}, \quad (2.6)$$

где μ_0 — динамическая вязкость при атмосферном давлении; e — основание натурального логарифма; α — пьезокоэффициент вязкости, м²/Н (для нефтяных масел — 1,5 ... 4·10⁻³).

Для обеспечения надежной работы гидропередачи масла должны обладать минимальной сжимаемостью, которая характеризуется модулем упругости. Хотя нефтяные масла имеют малую сжимаемость, но при очень высоком давлении (свыше 500 МПа) объем их уменьшается на 15 ... 20 %. Синтетические масла и, в частности, силиконовые жидкости обладают значительно большей сжимаемостью.

Усиленное пенообразование масел (объем пены больше 40 см³) и высокая степень разрежения во всасывающей магистрали приводят к кавитации, вызывающей разрыв масляной пленки и эрозии металлических поверхностей. Разрыв масляного потока нарушает нормальную работу гидропередачи, вызывает вибрацию, изнашивание насоса, поломку деталей гидросистемы.

При контакте масла с уплотнениями гидросистемы они теряют эластичность, становятся твердыми и охрупчиваются. Это может привести к утечке масла и выходу из строя гидросистемы. Правильный подбор масла учитывает совместимость его с материалами уплот-

нений, поскольку различные сорта резин неодинаково чувствительны к воздействию углеводородов масел и их компонентов. Выбор масла для подшипников скольжения прокатных станков основан на гидродинамической теории смазывания, его производят по вязкости, обеспечивающей максимальную грузоподъемность подшипника при минимальном коэффициенте трения. Гидродинамический эффект смазывания зависит от фактической вязкости масла при температуре и давлении, возникающих в рабочей зоне подшипника. При давлении в смазочном слое менее 10 МПа фактор роста вязкости из-за действия давления мал по сравнению с влиянием температуры на вязкость и его, как правило, не учитывают. При давлении выше 50 МПа необходимо учитывать влияние давления на вязкость масла. В современных гидравлических системах кузнечно-прессового и станочного оборудования давление достигает 60 ... 65 МПа, а в критических режимах может возрастать до 90 МПа.

Напряженные условия работы подшипников скольжения прокатных станков и их циркуляционных систем предъявляют высокие требования к эксплуатационным свойствам масел по стабильности вязкости, антиокислительным, антикоррозионным, деэмульгирующим и смазывающим свойствам. Для смазывания подшипников станков холодной и горячей прокатки применяют, как правило, масла из малосернистых нефтей без присадок, позволяющие работать при удельных нагрузках до 16 МПа и окружных скоростях до 35 м/с.

2.4. ДРУГИЕ ТИПЫ МАСЕЛ

В этом разделе рассмотрены гидравлические масла, масла для амортизаторов, для смазывания цилиндров и осей, турбинные и компрессорные масла и др. [2.1, 2.14—2.29].

2.4.1. Гидравлические масла

В гидравлических устройствах машин в качестве рабочего тела применяются гидравлические жидкости. Функция этих жидкостей — переда-

ча мощности или информации с одного места в другое, смазывание контактирующих деталей, отведение теплоты, удаление механических загрязнений и герметизация системы. Качество гидравлической жидкости, применяемой в гидросистеме, определяет исправность и надежность функционирования этой системы, а также прочность и долговечность ее деталей. Гидравлические жидкости работают в широком диапазоне тепловых и механических воздействий [2.14—2.19]. Диапазон температуры и ее изменение зависит от условий работы гидросистемы.

Сегодняшнее состояние техники не позволяет применять одну универсальную гидравлическую жидкость, выполняющую все требования, вытекающие из условий работы гидросистемы. Поэтому существует много типов гидравлических жидкостей с различными свойствами, приспособленных к различным условиям работы [2.17—2.19].

Общие требования. В зависимости от предполагаемых условий работы к гидравлическим жидкостям предъявляются различные требования. К основным требованиям относятся вязкостно-температурные характеристики, устанавливаемые в виде кинетической или динамической вязкости при определенной температуре, обычно 100, 50, 40, —20 °С, индекса вязкости и температуры застывания. Гидравлическая жидкость, предназначенная для типовых гидросистем, должна иметь кинематическую вязкость, измеренную в массе жидкости, при наибольшей рабочей температуре не менее 10 ... 12 мм²/с, при наименьшей — 100 ... 300 мм²/с. Оптимальной в установленных условиях работы гидросистемы считается вязкость 30 ... 40 мм²/с. Для устройств, в которых гидравлическая жидкость должна работать в широком диапазоне температур, вязкость должна находиться в диапазоне 8 ... 1500 мм²/с. Отсюда следует, что изменение вязкости гидравлических жидкостей в зависимости от температуры, характеризующее индексом вязкости, должно быть небольшим. Чем больше диапазон температур работы жидкости, тем больше

индекс вязкости. Принято считать, что максимальная температура работы гидравлической жидкости должна быть такой, при которой эффективность гидросистемы не ниже 75 % номинальной эффективности. Минимальной принимается такая вязкость, при которой расход масла был бы не менее 30 % номинального. Температура застывания гидравлической жидкости должна быть на 5 ... 10 °С ниже предусмотренной минимальной температуры, обычно это температура окружающей среды, в которой происходит запуск гидросистемы.

Важным свойством гидравлической жидкости является зависимость ее вязкости от давления. К сожалению, значение этой величины не приводится в требованиях к гидравлическим жидкостям. Знание зависимости вязкости жидкости от давления необходимо конструкторам гидросистем и специалистам, занимающимся подбором гидравлической жидкости к уже существующим устройствам.

При давлении на контакте трения до 40 МПа зависимость вязкости от температуры линейная и может быть описана уравнением:

$$\eta_p = \eta_0 (1 - \alpha p), \quad (2.7)$$

где η_p — динамическая вязкость жидкости при давлении p , Па·с; η_0 — динамическая вязкость при атмосферном давлении, Па·с; α — экспериментальный коэффициент.

При высоком давлении зависимость вязкости от давления теряет линейный характер. Поэтому для давлений выше 25 МПа при расчетах применяется формула, аналогичная по структуре формуле (2.6) для промышленных масел:

$$\eta_p = \eta_0 e^{-\alpha p}, \quad (2.8)$$

где α — экспериментальный коэффициент [для гидравлических жидкостей на базе минеральных масел $\alpha = 1,5 \dots 4 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{Н}$].

При очень высоких давлениях, составляющих для минеральных масел 1500 ... 2000 МПа, жидкость переходит в квазипластическое тело, свойства которого близки к свойствам твердого тела. При уменьше-

нии давления значение вязкости возрастает и возвращается к начальному. В расчетах несущей способности контакта трения одновременно надо учитывать изменения вязкости жидкости, вызванные изменениями температуры. Некоторые гидравлические жидкости содержат присадки, модифицирующие вязкость (увеличивающие вязкость и индекс вязкости), называемые вискозоторами. С химической точки зрения обычно это цепочечные полимеры с молярной массой 1 000 ... 500 000. Вязкость гидравлических жидкостей, содержащих такие присадки, в результате механического воздействия снижается. В некоторых случаях снижение вязкости может достигать до 50 %, а индекс вязкости уменьшается до нескольких десятков единиц. Процесс разрушения полимеров под влиянием механических воздействий называется срезанием присадок. Это явление наблюдается в следующих условиях работы гидравлических жидкостей:

при трении двух поверхностей, между которыми находится слой жидкости, например в условиях граничного трения, особенно при большом давлении или большой скорости смещения;

при течении сквозь щели;

в местах ультразвуковой кавитации, например в местах образования вихрей, вызванных пульсирующими кавитационными пузырьками и неровностями в каналах, по которым протекает жидкость.

Явление срезания не зависит от причин, которые его вызывают, а зависит от градиентов скорости жидкости. Чем больше градиент, тем больше скорость срезания. Вообще скорость срезания $v(t)$ может быть описана изменением вязкости масла:

$$v(t) = \frac{\eta_0 - \eta}{V\eta_0(t_0 - t)} = \frac{\Delta\eta}{\Delta t} \frac{1}{\eta_0 V}, \quad (2.9)$$

где η_0 — вязкость масла в момент времени t_0 , Па·с; η — вязкость масла в момент времени t , Па·с; V — объем масла в системе.

Практически уменьшение вязкости гидравлической жидкости не должно превышать 5 ... 15 % начальной вели-

чины в зависимости от условий, определяемых конструкцией гидросистемы и условиями ее работы. Сопротивляемость срезанию характеризуется падением кинематической вязкости при температуре 100 °С при протекании гидравлической жидкости в нормализованных условиях через нормализованное сопло. (Для гидравлических жидкостей, не содержащих вискозоторов, проведение таких исследований не предусмотрено).

Важным свойством гидравлических жидкостей (обычно не нормируемым) является сжимаемость. Для жидкости, работающей в системе, характерно обратимое изменение объема. Это явление описывает закон Гука, который устанавливает связь между давлением p , действующим на жидкость, и изменением его объема:

$$S = \frac{\Delta V}{V} = \beta(-p). \quad (2.10)$$

Коэффициент пропорциональности β называется коэффициентом сжимаемости, а $K = 1/\beta$ — модулем сжимаемости. Величины S , β и K зависят от химического строения вещества, входящего в состав жидкости. Сжимаемость гидравлических жидкостей часто является причиной нестабильной работы гидросистем. При очень высоком давлении (выше 10² МПа) объем гидравлической жидкости может уменьшиться на 15 ... 20 %.

Гидравлические жидкости растворяют газы (чем выше давление, тем больше растворимость газа). В результате снижения давления в гидравлической жидкости выделяются пузырьки газов. Этому явлению благоприятствует вибрация стенок емкостей. Образуется пена, свойства которой зависят от размеров пузырьков газа, содержания ПАВ, вязкости и плотности жидкости, а также геометрии емкости. Пузырьки газов, находящиеся в жидкости (суспензии), изменяют ее вязкость. Зависимость вязкости жидкости от содержания в ней нерастворенных газов описывается эмпирической зависимостью:

$$\eta = \eta_0 (1 + 0,015b), \quad (2.11)$$

где η — динамическая вязкость жидкости, содержащей пузырьки газа, Па·с; η_0 — динамическая вязкость жидкости без пузырьков газа, Па·с; b — содержание пузырьков газа в жидкости, %.

Гидравлические жидкости, работающие в гидросистемах, содержат 0,5 ... 5,0 % ($V_{газа}/V_{жидк}$) нерастворенных газов. При наличии пузырьков газа условия работы гидросистемы изменяются: происходят дополнительные потери мощности, снижается производительность насосов, уменьшается плавность работы механизмов, гидросистема работает резко, усиливается кавитационная коррозия, возрастает сжимаемость жидкости. Наличие нерастворенных газов в гидравлической жидкости часто бывает причиной плохого функционирования гидросистемы. В результате выделения пузырьков газа и перетекания жидкости в емкостях и трубопроводах может образоваться пена. Способность жидкости к выделению пузырьков газа характеризуется склонностью к пенообразованию, выражаемой объемом выделяемой пены в нормализованных условиях и при определенной температуре (обычно 25 и 90 °С).

Гидравлические жидкости на базе минеральных и некоторых синтетических масел не образуют с водой растворов с неограниченной растворимостью. Однако большинство из них растворяют некоторое количество воды. При снижении температуры могут возникнуть условия, при которых выделится свободная вода в виде капелек, кристаллов льда или отдельной выделенной фазы на две или стенках сосудов. Наличие капель воды или кристаллов льда в гидравлической жидкости может произойти и в результате эмульсации воды, находящейся в жидкости, вследствие небрежности или повреждения емкости.

При наличии воды в гидравлической жидкости снижается вязкость, ухудшаются смазочные и противозносные свойства, наблюдается коррозия деталей, повышается температура застывания. Кристаллы льда закупоривают фильтры и щели. Если вода быстро выделяется из гидравличе-

ской жидкости, ее можно удалить, слив отстой. Поэтому гидравлические жидкости должны быстро выделять воду. Гидравлические жидкости, слабо выделяющие (деэмульгирующие) воду, образуют с ней прочные эмульсии.

Необходимо, чтобы свежие гидравлические жидкости, не являющиеся водными растворами или водно-масляными эмульсиями, содержали свободной воды не больше, чем допускается требованиями. Гидравлические жидкости часто используются для смазывания фрикционных соединений гидросистемы. При плохих смазывающих свойствах гидравлической жидкости в условиях высокого давления, при большой температуре или частоте вращения может возникнуть сухое трение, ведущее к катастрофическому изнашиванию деталей. Такое может случиться, например, в лопастных насосах или гидросистемах с направляющими скольжения. Поэтому гидравлические жидкости должны обладать хорошими смазочными и противозносными свойствами, оцениваемыми с помощью насоса Викерса, ЧШМ или других машин трения.

Некоторые гидравлические жидкости содержат присадки, улучшающие смазочные и противозносные свойства.

Гидравлические жидкости не должны оказывать коррозионного воздействия на контактирующие с ними металлические детали гидросистемы. Такими свойствами иногда могут обладать жидкости на базе минеральных масел с присадками. Например, масла, содержащие двуалкилтиофосфаты цинка, могут ускорить коррозию меди, ее сплавов и серебра, а масла, содержащие арилфосфаты или другие противозносные и смазывающие присадки, вызывают коррозию стали. Для оценки склонности гидравлической жидкости вызывать коррозию меди и стали проводятся исследования в нормализованных условиях. В требования, которые предъявляют к гидравлическим жидкостям на базе синтетических масел или жидкостям, содержащим присадки, увеличивающие склонность жидкости к коррозион-

ному воздействию на металлы, включается коррозионное воздействие на соответствующие металлы и их сплавы. Коррозионное воздействие могут оказывать гидравлические жидкости с высоким кислотным числом. Поэтому в требования к гидравлическим жидкостям, содержащим кислотные присадки, входит кислотное число. Коррозионные свойства гидравлических жидкостей можно улучшить включением антикоррозионных присадок, образующих на поверхности металла пассивационные пленки, предохраняющие эти поверхности от компонентов жидкости или загрязнений, вызывающих коррозию.

С точки зрения эксплуатации важными свойствами гидравлических жидкостей являются химическая стабильность и стойкость к окислению. Они характеризуют стойкость гидравлической жидкости к тепловому воздействию и действию кислорода в условиях повышенной температуры при наличии катализирующих металлов. В результате химических реакций из гидравлических жидкостей выпадают осадки, входящие в состав механических загрязнений, и образуются лаки, откладывающиеся на внутренних деталях гидросистем. Возникают органические кислоты и ПАВ. Эти соединения называются продуктами окисления. Вместе с продуктами изнашивания трущихся деталей, продуктами коррозии, атмосферными загрязнениями и водой они образуют шламы, засоряющие фильтры и ускоряющие процессы изнашивания. На процесс теплового разложения кроме упомянутых факторов влияют присутствие кислорода, склонность к пенообразованию и присутствие самих продуктов окисления. Стойкость гидравлических жидкостей к воздействию высоких температур оценивается специальными многочасовыми тестами, проводимыми при самых высоких рабочих температурах по отношению к кислороду или воздуху, а также металлам, катализирующим процесс. Мерой стойкости гидравлической жидкости к окислению являются рост кислотного числа, количество выделенных осадков, коррозия катализатора и т. д.

Наличие продуктов теплового разложения и окисления, посторонних твердых тел и воды в гидравлической жидкости определяет необходимость ее замены. Применяемость гидравлической жидкости в устройстве может также быть обусловлена ее воздействием на материал уплотнений, характер которого определяется химической природой компонентов жидкости и химическим составом уплотнения. Под влиянием гидравлической жидкости материал уплотнений твердеет, утрачивает эластичность, разбухает или частично растворяется. В результате этого гидросистема может потерять герметичность. Следует обратить внимание на то, что воздействие гидравлической жидкости на материал уплотнения в большей степени определяется базовым маслом, а не присадками. Например, входящие в состав гидравлических жидкостей нафтеновые углеводороды вызывают разбухание резины, а парафиновые — сжатие. Мерой содержания этих компонентов является анилиновая точка, которая для гидравлических жидкостей высокого качества должна составлять 95—100 °С. Часто проводится исследование воздействия серийных гидравлических жидкостей на реальные уплотнительные материалы в гидросистемах. Для нетипичных гидравлических жидкостей или уплотнительных материалов их взаимодействие должно быть изучено особо.

Во многих случаях гидравлическая жидкость может контактировать с нагретыми до высоких температур поверхностями. Это происходит, например, при попадании жидкости на нагретые детали двигателя. Поэтому важным свойством гидравлических жидкостей является температура вспышки. Она также является мерой содержания летучих компонентов. (В некоторых случаях необходимо применение негорючих гидравлических жидкостей).

Классификация. В разных странах существуют или существовали различные классификации гидравлических жидкостей, в том числе и гидравлических масел. В последние годы ситуация несколько улучшилась. Новые международные классификации позво-

2.42. Классификация эксплуатационных жидкостей для гидросистем по ИСО 6743/4, группа *H*

Рекомендуемая область применения	Состав жидкостей и свойства	Под-группа	Типичное применение
<i>Гидростатические системы</i>			
—	Рафинированные минеральные масла без присадок	<i>HH</i>	—
	Рафинированные минеральные масла с улучшенными антикоррозионными и противоокислительными свойствами	<i>HL</i>	—
	Масла типа <i>HL</i> с улучшенными противоизносными свойствами	<i>HM</i>	Гидросистемы с сильно нагруженными деталями
	Масла типа <i>HL</i> с улучшенными вязкостно-температурными свойствами	<i>HR</i>	—
	Масла типа <i>HM</i> с улучшенными вязкостно-температурными свойствами	<i>HV</i>	Строительные машины и судовые устройства
	Синтетические жидкости без ограничений по вязкости	<i>HS</i>	
Гидросистемы с направляющими скольжения	Масла типа <i>HM</i> с антикачковыми свойствами	<i>HG</i>	Устройства с объединенными гидросистемой и системой смазки направляющих; в устройствах должны быть минимизированы колебания либо скачкообразное скольжение на малых скоростях

Рекомендуемая область применения	Состав жидкостей и свойства	Под-группа	Типичное применение
Системы с трудногорящими жидкостями	Эмульсии масла в воде ¹	<i>HFAE</i>	—
	Водные растворы химических веществ	<i>HFAS</i>	—
	Эмульсия воды в масле	<i>HFB</i>	—
	Водные растворы полимеров ²	<i>HFC</i>	—
	Синтетические жидкости, не содержащие воды, на базе фосфатированных эфиров	<i>HFDR</i> ³	—
	Синтетические жидкости на базе галогенопроизводных углеводов, не содержащие воды	<i>HFDS</i> ³	—
	Синтетические жидкости, не содержащие воды, являющиеся смесью жидкостей типа <i>HFDR</i> и <i>HFDS</i>	<i>HFDT</i> ³	—
Разного рода синтетические жидкости, не содержащие воды	<i>HFDU</i>	—	
<i>Гидрокинетические системы</i>			
Автоматические коробки передач	—	<i>HA</i> ⁴	—
Детали сцепления и преобразователи	—	<i>HN</i> ⁴	—

¹ Содержание воды больше 40 %.² Содержание воды меньше 80 %.³ При использовании этих жидкостей надо учитывать их воздействие на окружающую среду и здоровье людей.⁴ Классификация жидкостей этого вида не конкретизирована и может быть уточнена.

2.43. Классификация гидравлических масел по проекту стандарта СЭВ

Группа и подгруппа	Состав масла	Рекомендуемая область применения	Максимальное давление в системе, МПа
<i>H</i>	Минеральные масла без присадок	Без специальных требований	—
<i>HL</i>	Минеральные масла с ингибитором окисления и ингибитором коррозии	Предназначены для использования при более высоких тепловых нагрузках, чем в случае масла без присадок	До 15
<i>HLP</i>	Минеральное масло типа <i>HL</i> с противозносными присадками	Предназначено для использования при более высоких тепловых нагрузках, особенно в гидравлических передачах, специфика которых требует использования масел с улучшенными противозносными свойствами	Св. 15
<i>HLP/IV</i>	Масла типа <i>HLP</i> с добавлением вязкостатора	Предназначены для использования при высоких требованиях к температурно-вязкостным характеристикам в условиях быстро изменяющейся температуры	Св. 15

ляют упростить подбор и замену гидравлических жидкостей. Применяются два основных вида классификации гидравлических жидкостей:

качественная, учитывающая основные области применения и химический состав;

вязкостная, по вязкости при определенной температуре (на практике применяется только для гидравлических жидкостей на нефтяной основе).

Существуют две международные качественные классификации: классификация ИСО и проект классификации СЭВ. В большинстве стран применяется классификация ИСО. Определенное международное значение имеет классификация, разработанная в ФРГ и установленная соответствующими нормами ДИН.

Качественная классификация гидравлических жидкостей по ИСО

6743/4, представленная в табл. 2.42, является группой *H* общей классификации эксплуатационных жидкостей. Эта группа *H* делится на качественные подгруппы, для которых установлены двухзначные коды: *HN*, *HL* и т. д. Наиболее частое применение имеют гидравлические масла на нефтяной основе групп: *HN*, *HL*, *HN* и *HV*, соответствующие аналогичным группам по французским нормам *NFE* 48—600 1974 г. В странах — членах СЭВ в ограниченном диапазоне функционирует классификация из проекта стандарта СЭВ (табл. 2.43), основанная на классификации ФРГ по ДИН 51524—73 и аналогичной классификации ГДР ТГЛ 1754201—73. Классификация по проекту стандарта СЭВ имеет дополнительную группу масел *HLPV*, которая включает группу *HLP* с улучшенными температур-

2.44. Сравнительная классификация гидравлических масел

Стандарт СЭВ (проект)	ДИН 51524	ИСО 6074	Характеристика масла
<i>H</i>	<i>H</i>	<i>HH</i>	Минеральное масло без присадок
<i>HL</i>	<i>HL</i>	<i>HL</i>	Минеральное масло с ингибитором окисления и ингибитором коррозии
<i>HLP</i>	<i>HLP</i>	<i>HM</i>	Минеральное масло с ингибитором окисления, ингибитором коррозии и противоизносными присадками
<i>HLP/V</i>	—	<i>HV</i>	Минеральное масло группы <i>HLP/V</i> или <i>HV</i> с вискозотарами

2.45. Классификация минеральных масел по кинематической вязкости (ИСО 3448—75)

Класс вязкости	Средняя кинематическая вязкость при 40 °С, мм ² /с	Предел кинематической вязкости, мм ² /с, при 40 °С	Класс вязкости	Средняя кинематическая вязкость при 40 °С, мм ² /с	Предел кинематической вязкости, мм ² /с, при 40 °С
VG-2	2,2	1,98 ... 2,42	VG-68	68	61,2 ... 74,8
VG-3	3,2	1,88 ... 3,52	VG-100	100	90,0 ... 110
VG-5	4,6	4,14 ... 5,06	VG-150	150	135 ... 165
VG-7	6,8	6,12 ... 7,48	VG-220	220	198 ... 242
VG-10	10	9,00 ... 11,0	VG-320	320	288 ... 352
VG-15	15	13,5 ... 16,5	VG-460	460	414 ... 586
VG-22	22	19,8 ... 24,2	VG-680	680	612 ... 748
VG-32	32	28,8 ... 35,2	VG-1000	1000	900 ... 1100
VG-46	46	41,4 ... 50,6	VG-1500	1500	1350 ... 1650

но-вязкостными характеристиками. Сравнение классификаций по ИСО, ДИН и проекту СЭВ для гидравлических масел на минеральной основе представлено в табл. 2.44.

Классификация гидравлических масел по вязкости основана на общей вязкостной классификации промышленных масел ИСО 3448, приведенной в табл. 2.45. Основой классификации масла по вязкости является кинематическая вязкость масла при температуре 40 °С в диапазоне 2 ... 1500 мм²/с. По этой классификации масла делятся на 18 классов. Каждому классу соответствует символ клас-

сификации *VG* и число, обозначающее кинематическую вязкость масла при температуре 40 °С с допуском ± 10 %. Вязкость масел при других температурах зависит от их вязкостно-температурной характеристики, определяемой индексом вязкости. Номенклатура гидравлических масел образуется путем составления символов качественной и вязкостной классификации, например, *HL VG-32* обозначает гидравлическое (*H*) масло качественной группы, включающей минеральные масла с ингибиторами коррозии и окисления (*L*) с кинематической вязкостью при 40 °С

в диапазоне 28,8 ... 35,2 мм²/с (VG-32). Номенклатура гидравлических масел входит в стандарт ИСО 6074.

Ассортимент, назначение. В стандарте ИСО 6075/1 указаны свойства, которыми должны обладать гидравлические масла качественных подгрупп *HH*, *HL*, *HM* и *HV* и классов масел по вязкости в диапазоне VG 10—1500 (табл. 2.46). Во многих странах качество гидравлических масел полностью или частично соответствует этим свойствам. В некоторых странах, в том числе и в Польше, проводятся работы по упорядочению ассортимента гидравлических масел в соответствии с рекомендациями ИСО. Приведение к общим показателям гидравлических масел международного ассортимента имеет большое экономическое значение, потому что появится возможность широкой взаимозаменяемости гидравлических масел почти во всех гидросистемах. Этот вопрос пока еще не решен. Поэтому приведенную ниже систематизацию гидравлических масел следует считать приблизительной.

В Польше в гидросистемах, работающих на маслах качественной подгруппы *HH*, применяется машинное масло *AN* (PN-85/C-96070) сортов 10, 15, 22, 32, 46, 68 и 100 и низкотемпературные машинные масла (PN-67/C-96071) сортов 4Z, 10Z, 16Z, 26Z и 40Z.

В гидросистемах, требующих применения масла подгруппы *HL*, используются турбинные масла *TU* (PN-84/C-96059) сортов *TU-32*, *TU-46*, *TU-68*.

В устройствах с более жесткими требованиями к маслу применяются гидравлические масла по стандарту *PN-71/C-96057*, соответствующие качественной подгруппе *HM* (*HLP*) по классификации ИСО.

В зависимости от кинематической вязкости в странах—членах СЭВ выпускается семь видов гидравлических масел: ИСО VG-10, 20, 20P, 30, 30P, 50, 70. Гидравлические масла без символа *P* в обозначении применяются в промышленности и на транспорте в регулирующих и управляющих системах. Они же применяются как высококачественные смазочные масла. Гидравлическое масло 20P применяет-

ся в горно-добывающей промышленности. В качественной подгруппе *HV* (*HLP/V*) выпускается масло боксоль 26 (PN-73/0535-35). Это масло предназначено для гидросистем устройств, работающих в тяжелых условиях, в гидромеханических коробках передач, в гидросилителях и в различных гидрокинематических устройствах.

В СССР, как и в Польше, в гидросистемах применяются различные сорта промышленных масел. В основном эти масла еще не упорядочены в соответствии с международной классификацией.

Гидравлическое масло АУ, отвечающее требованиям для качественной подгруппы *HH* (*H*), выпускается в зависимости от исходного сырья трех сортов, качество которых мало отличается. Гидравлическое масло АУ (ГОСТ 1642—75) производится из низкосернистой беспарафинной нефти, два других сорта масла АУ выпускаются из низкосернистой и сернистой нефти. Гидравлическое масло АУ предназначено для гидросистем, запуск которых осуществляется при низких температурах окружающей среды.

Промышленные масла серий Т-20А, И-30А, И-40А, И-50А (ГОСТ 20799—75) применяются в гидросистемах, работающих на маслах качественной группы *HH* (*H*), особенно в гидросистемах тракторов и строительных машин. Это минеральные масла без присадок. Гидравлические масла ЕШ (ГОСТ 10363—78) и масла для саморазгружающихся железнодорожных вагонов сортов А (арктический) и З (зимний), соответствующие группе *HH* (*H*), содержат депрессаиты и вискозаторы. Кроме того, они предназначены для механических сильно нагруженных гидросистем.

Гидравлическое масло *RM* — это легкий дистиллят из малосернистой нефти, содержащий ингибитор коррозии; предназначено для систем автоматического управления, работающих при низких температурах среды.

Гидравлическое масло АУП (ТУ 38101719—78) — это дистиллят из беспарафинной нефти, рафинированный селективными растворителями с ингибиторами коррозии и окисления;

2.46. Свойства гидравлических масел различных классов кинематической вязкости

Свойства	Рекомендуемые методы исследований	Польские аналоги этих методов	VG10	VG15
Кинематическая вязкость, мм ² /с, при 40 °С	ИСО 3448	PN-78/C-96098	9,00 ... 11,0	13,5 ... 16,5
Динамическая вязкость, МПа·с, при температуре: подгруппы <i>HN</i> , <i>HL</i> , <i>HM</i> подгруппа <i>HV</i>	ASTM-D-2983	PN-83/C-04023	Не указывается	
Индекс вязкости, не менее: подгруппа <i>HN</i> , <i>HL</i> , <i>HM</i> подгруппа <i>HV</i>	ИСО 2909	PN-79/C-04013	95	95
Плотность, кг/м ³	ИСО 3675	PN-85/C-04004	130	130
Температура застывания, °С, не более: подгруппа <i>HN</i> подгруппа <i>HL</i> , <i>HM</i> группа <i>HV</i>	ИСО 3016	PN-55/C-04016	Указывает	Указывает
Температура вспышки, °С, не менее	ИСО 2719	PN-75/C-04009	-15 -18 -42	-15 -18 -39
Содержание воды	ИСО 7333	PN-83/C-04523	Указывает	
Склонность к пенообразованию, см ³ , не более: подгруппа <i>HN</i> подгруппы <i>HL</i> , <i>HM</i> , <i>HV</i>	ASTM-D-892	PN-85/C-04055	Не содержит	
Кислотное число, мг КОН/г, не более: подгруппа <i>HN</i> подгруппы <i>HL</i> , <i>HM</i> , <i>HV</i>	ASTM-D-974	PN-85/C-04093	300	300 Требования
Коррозия на медных пластинах (100 °С), степень, не более: подгруппы <i>HN</i> , <i>HL</i> , <i>HM</i> подгруппа <i>HV</i>	ИСО 2160	PN-85/C-04093	0,70	Не более 0,70
Антикоррозионные свойства	ASTM-D-665	PN-81/C-04082	1b 3b	1b 3b
Стойкость к окислению 1000ч, кислотное число после окисления, мг КОН/г, не более			Следы ржав	
Воздействие на резиновое уплотнение, изменение объема			2	2
			Требования уста	

(ИСО 6075/1)

VG22	VG32	VG46	VG68	VG100	VG150
19,8 ... 24,2	28,8 ... 35,2	41,4 ... 50,6	61,2 ... 74,8	90,0 ... 110	135 ... 165

температуре -20 , -10 или -5 °C

95	95	95	95	90	90
130	130	130	130	130	130
изготовитель масла					
-12	-12	-9	-9	-6	-6
-15	-15	-12	-12	-9	-9
-36	-33	-30	-27	-24	-24
изготовитель масла					

жит

300	300	300	300	300	300
ванни должны быть установлены					

значается

0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
1b	1b	1b	1b	1b	1b
3b	3b	3b	3b	3b	3b

шины не допускаются

2	2	2	2	2	2
---	---	---	---	---	---

навливаются в зависимости от вида уплотнения

Свойства	Рекомендуемые методы исследований	Польские аналоги этих методов	VG10	VG15
Противоизносные свойства: при использовании машины Викерса при использовании ЧШМ трения Стойкость к сдвигу, снижение вязкости при температуре 100 °С: подгруппы <i>HH</i> , <i>HL</i> , <i>HM</i> подгруппа <i>HV</i>	<i>ASTM—D—2882</i> <i>ASTM—D—2266</i> ДИН 51382	<i>PN—87/C—04048</i> <i>PN—76/C—04147</i> <i>PN—77/C—04165</i>	Требования	Требования
				Не обо Требования

предназначено для корабельных гидросистем.

Гидравлическое масло ГЗД-14с — это смесь дистиллята; предназначено для гидросистем и направляющих. Масла *RM*, *ABП* и *ГЗД-14с* соответствуют требованиям к качественной группе *HL*.

Гидравлические масла *МГ-20* и *МГ-30* (ТУ 3810150—79) — это рафинированные дистилляты с ингибиторами коррозии и окисления; предназначены для гидросистем дорожных и строительных машин. Соответствуют требованиям к качественной группе *HL*.

Гидравлические масла *МГЕ-4А* и *МГЕ-10А* (ТУ 38101572—75) — это рафинированные дистилляты, содержащие ингибиторы окисления и коррозии, а также вискозатор. Они предназначены для гидросистем, работающих при низких температурах, например, в авиации. Гидравлические масла *ЛЗ-МГ-2* и *РМЦ* — это рафинированные дистилляты, содержащие ингибитор окисления и вискозатор; предназначены для устройств, работающих при низких температурах. Гидравлические масла *МГЕ-4А*, *ЛЗ-МГ—2* и *РМЦ* соответствуют требованиям качественной группы *HL*.

Гидравлическое масло *Р* (ТУ 38-101179/71) получают в резуль-

тате глубокого рафинирования селективными растворителями дистиллятов из малосернистой нефти (масло *АУ*). Содержит ингибиторы коррозии и окисления и противоизносные присадки. Предназначено для гидросистемы автомобилей и других сильно нагруженных гидросистем. Гидравлические масла *Р* и *МГ-30У* соответствуют требованиям, предъявляемым к качественной группе *HM (HLP)*.

Гидравлическое масло *ВМГЗ Э* (ТУ 38101479—74) — это глубоко рафинированный дистиллят, содержащий ингибиторы окисления и коррозии, противоизносные и антипенные присадки. Масло *Р* предназначено для работы в гидросистемах наземной техники в арктических условиях.

Гидравлическое масло *А* (ТУ 38-101179—71) — это глубоко рафинированный дистиллят, содержащий ингибиторы окисления и коррозии, противоизносные, антипенные и моющие присадки; предназначено для гидросистем автомобилей и других транспортных средств, работающих при низких температурах.

Диапазоны температур применения гидравлических масел, выпускаемых в Польше и СССР, с учетом качественных групп по ИСО и проекту стандарта СЭВ, приведены в табл. 2.48.

VG22	VG32	VG46	VG68	VG100	VG150
должны быть установлены					
должны быть установлены					
значается					
должны быть установлены					

В других странах — членах СЭВ также выпускается широкий ассортимент гидравлических масел. В табл. 2.47 показана возможность взаимозаменяемости ряда масел по качественной классификации ИСО, проекту стандарта СЭВ и по вязкостной классификации ИСО 3448. Во многих случаях гидравлические масла стран — членов СЭВ не соответствуют требованиям ИСО, имеются также различия в условиях эксплуатации масел, которые принимались за основу при разработке стандартов. Поэтому при подборе и определении взаимозаменяемости масел надо учитывать требования изготовителя машины, указанные в инструкции, а в случае особо ответственных гидросистем, например авиационных, применение заменителя обязательно согласуется с изготовителем устройства.

Для гидросистем самолетов применяются специальные масла с температурой застывания не более -70°C , с хорошими смазочными и противоизносными свойствами. В СССР применяются гидравлические масла АМГ-10 и АМГ-10А (ГОСТ 6794—75) и АМГ-10Б (ТУ 38-101637—76). Это легкие дистилляты из беспарафиновой нефти с вискозатором, ингибиторами коррозии и окисления, со сма-

зывающими, противоизносными и антипенными присадками. В Польше применяется импортное из СССР масло АМГ-10 или его заменители *Aero Shell Fluid 41/MIL-H5606* и *DTD585*. Масло АМГ-10 можно заменить румынским гидравлическим маслом Н-10.

2.4.2. Масла для амортизаторов

Условия работы масла в гидравлических амортизаторах существенно отличаются от условий работы в обычных гидросистемах [2.19]. При работе амортизатора масло под давлением, достигающим 8 ... 12 МПа, протекает через отверстия малого диаметра из одной полости в другую, и поглощает энергию колебаний амортизируемого устройства. В зависимости от атмосферных условий масло при работе нагревается до $100 \dots 140^{\circ}\text{C}$. Зимой в нерабочем состоянии температура понижается до температуры окружающей среды: в средней климатической зоне $-35 \dots +25^{\circ}\text{C}$, а в арктических условиях до -60°C . В зависимости от условий работы в амортизаторе масло должно удовлетворять следующим требованиям: иметь низкую температуру застывания, соответствующую атмосферным условиям эксплуатации; обе-

ИСО	СЭВ	Страна	Класс			
			5	10	15	22
<i>HN</i>	<i>H</i>	ЧССР ГДР Румыния СССР			<i>ON-1</i>	<i>OL-N₂</i> <i>H-2R</i> <i>AУ¹</i>
<i>HL</i>	<i>HL</i>	НРБ ЧССР Румыния Венгрия СССР	<i>PM</i> <i>МГЕ-4А²</i> <i>З-МГ²</i>	<i>MH-L10</i> <i>PMЦ²</i>	<i>MH-L15</i> <i>HA-9</i> <i>AУП</i>	<i>MH-L22</i> <i>OT-T2A</i> <i>H-18A</i>
<i>HM</i>	<i>HLP</i>	НРБ Куба ГДР Польша Румыния Венгрия СССР		<i>MH-M10</i>	<i>MH-M15</i> <i>Hydrauli-</i> <i>czny 10</i> <i>H-15EP</i> <i>Hidroko-</i> <i>mol 15</i> <i>П</i>	<i>MH-M22</i> <i>HLP-22</i> <i>HLP-22F</i> <i>H-22EP</i> <i>Hidroko-</i> <i>mol 22.</i>
<i>HV</i>	<i>HLP-</i> <i>дров V</i>	НРБ ЧССР ГДР Польша Румыния Венгрия СССР			<i>MH-W15</i> <i>H-9EP</i> <i>BMГ-3</i>	<i>MH-W22</i>

¹ Гидравлическое масло АУ бывает трех видов в зависимости от качества нефти.

² Масло содержит загущающие присадки (вискозаторы).

³ Не совпадает с вязкостным классом ИСО.

2.47. Диапазон температур применения гидравлических масел производства Польши и СССР

Гидравлическое масло	Качественная группа ИСО/СЭВ	Температура масла, °С			
		при разгоне устройства	при нормальной работе	оптимальная	максимальная при непродолжительной работе
Гидравлическое 10	<i>HM/HLP</i>	Св. -25	-20 ... +80	40 ... 50	Не более 100
Гидравлическое 20	<i>HM/HLP</i>	» -25	-15 ... +80	50 ... 60	
Гидравлическое 20F	<i>HM/HLP</i>	» 0	+10 ... +80	50 ... 60	
Гидравлическое 30	<i>HM/HLP</i>	» -15	-10 ... +80	55 ... 65	
Гидравлическое 40	<i>HM/HLP</i>	» -15	-10 ... +90	55 ... 65	
Гидравлическое 50	<i>HM/HLP</i>	» -10	-5 ... +90	55 ... 65	
Гидравлическое 70	<i>HM/HLP</i>	» -10	-5 ... +90	70 ... 80	
<i>Всхол 26</i>	<i>HV/HLP/V</i>	» -30	-25 ... +100	50 ... 60	
АУ	<i>HH/H</i>	Св. -30			Не более 125
И-20А	<i>HH/H</i>	-15 ... +60	-8 ... +55		
И-30А	<i>HH/H</i>	-10 ... +67	-5 ... +60		
И-40А	<i>HH/H</i>	-5 ... +75	0 ... +70		
И-50А	<i>HH/H</i>	-10 ... +85	-5 ... +80	50 ... 60	
ЕШ и А	<i>HH/H</i>	Св. -40	-40 ... +80		
З	<i>HH/H</i>	» -30	-30 ... +70		
РМ	<i>HL/HL</i>	» -50	-40 ... +55		
АУП	<i>HL/HL</i>	» -35			
ГЗД-14с	<i>HL/HL</i>	» -15	-5 ... +80		
МГ-20	<i>HL/HL</i>	-25 ... +65	-15 ... +50		
МГ-30	<i>HL/HL</i>	-20 ... +65	-10 ... +60		
МГЕ-4А и ЛЗ-МГ2	<i>HL/HL</i>	Св. -60	-60 ... +90		
РМС	<i>HL/HL</i>	» -40	-40 ... +60		
Р	<i>HM/HLP</i>	» -35			
МГ-30У	<i>HM/HLP</i>	» -20	-20 ... +80		
ВМГ-3	<i>HM/HLP/V</i>	» -50	-50 ... +50		
А	<i>HM/HLP/V</i>	» -35	-35 ... +100		

считать необходимой вязкость и ее небольшое изменение с изменением температуры; при эксплуатации амортизаторов диапазон измененной вязкости не должен превышать 7... 1100 мм²/с; иметь хорошие смазывающие свойства, гарантирующие установленный срок работы цилиндров, поршней и других деталей амортизаторов; обладать химической стабильностью (отсутствие склонности к раскислению, выпаданию осадков и образованию газовых пробок).

В амортизаторах применяются легкие дистилляты нефти, смеси масел с низкой температурой застывания, содержащие ингибиторы коррозии, окисления, и присадками, улучшающими смазывающие и противоизносные свойства [2.20, 2.21].

В Польше используются два сорта масел: масло для гидравлических амортизаторов (BN-70/0535-24) и масло для амортизаторов типа AT (BN-72/0535-28). Масло для гидравлических амортизаторов аналогично итальянскому маслу *Olio Fiat SAI* по стандарту ФИАТ 55598 и используется в основном в амортизаторах автомобилей, выпускаемых по лицензии фирмы ФИАТ. Масло типа AT применяется в амортизаторах, выпускаемых по лицензии фирмы *ARMS TRONG*, различных автомобилей. В СССР для автомобильных амортизаторов чаще всего применяется веретенное масло АУ или смесь трансформаторного и турбинного — 22 масел в соотношении 1 : 1. Однако из-за плохих низкотемпературных свойств этих масел при эксплуатации в более суровых климатических условиях северных районов страны применяются масла АЖ-12т и АЖ-16. Масло АЖ-12т — это смесь легкого минерального масла с низкой температурой застывания с полисиликоновой жидкостью, обладающей большой вязкостью, включающей ингибиторы коррозии и противоизносные присадки. Масло АЖ-16 — смесь легкого масла и вискозатора. В амортизаторах автомобилей ВАЗ применяется масло МПТ-10 — глубоко рафинированное минеральное масло с присадками.

В амортизаторах самолетов и в некоторых устройствах, эксплуатируе-

мых в арктических условиях, применяется гидравлическое масло АМГ-10 или его аналоги, в некоторых случаях спирто-водно-глицериновые смеси, например АМ-70/10 [2.26, 2.27, 2.28, 2.29].

2.4.3. Масла для смазывания цилиндров и осей

Эти масла предназначены для смазывания горячих деталей (цилиндров, золотников и дросселей) корабельных, паровозных, стационарных и прочих паровых машин. Цилиндровые масла делятся на две группы: для паровых машин, работающих с насыщенным паром; для паровых машин, работающих с перегретым паром.

В первом случае масло контактирует с водяным паром при температуре 200... 250 °С и давлении 1,6 МПа в условиях конденсации пара. Во втором случае масло контактирует с водяным паром при температуре более 280... 350 °С и давлении выше 1,6 МПа.

Независимо от назначения цилиндрическое масло должно обладать следующими свойствами: равномерно растекаться по поверхности смазываемых деталей; равномерно распыляться при контакте с водяным паром; не иметь склонности к коксованию и окислению при высоких температурах; не иметь склонности к образованию эмульсий с водой и не смываться конденсирующейся водой.

В качестве цилиндрических масел применяются тяжелые дистилляты или остаточное масло кислотно-щелочной или селективной очистки. В Польше выпускается пять сортов цилиндрических масел: *PN240*, *PP280*, *PW300*, *PW330* и *PWN*, содержащих сало в качестве смазывающей добавки, а в СССР — четыре сорта цилиндрических масел: 11, 24, 38, 52 (табл. 2.49).

Цилиндровые масла применяются также для смазывания сильно нагруженных механических устройств, работающих с малой скоростью.

Осевые масла предназначены для смазывания подшипников скольжения и подвижных деталей паровозов. У них должна быть низкая температура за-

2.49. Основные свойства цилиндрических масел производства Польши и СССР (группа Z по ИСО 6743/0—81)

Сорт масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при 100 °С	Ориентирующий класс вязкости по ИСО 3448	Температура застывания, °С, не более	Температура вспышки, °С, не более	Коксовый остаток, °С, не менее	Назначение
11	9 ... 13	VG-150	5	215	0,7	Для работы в паровых машинах с насыщенным паром и для механически сильно нагруженных устройств, работающих с небольшой скоростью
PN-240 24	20 ... 36 20 ... 28	VG-460 VG-460	20 20	240 240	3,5 2,2	Для работы в паровых машинах с насыщенным паром температурой до 240 °С и для механически сильно нагруженных устройств, работающих с небольшой скоростью
PP-280 38	36 ... 55 32 ... 50	VG-680 VG-680	10 17	280 300	4,0 2,5	Для работы в паровых машинах с паром, перегретым до температуры 290 °С (PP-280) и 320 ... 350 °С (38)
FWN	40 ... 59	VG-680	20	280	4,0	Для работы в паровых машинах, требующих применения масла с улучшенными смазывающими свойствами
PW-300	44 ... 63	VG-680	10	300	4,0	Для работы в паровых машинах с паром, перегретым до 310 °С
PW-330 52	50 ... 70 50 ... 70	VG-1000 VG-1000	20 —5	315 310	3,5 2,5	Для работы в паровых машинах с паром, перегретым до температуры 330 °С (PW-330) и 350 ... 400 °С (52)

2.50. Основные свойства смазочных и назначение осевых масел, выпускаемых в Польше и СССР

Масло	Стандарт	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре, °С				Температура, °С	
		50	0	-35	-50	застывания	выпашки
L Л	PN-61/C-96097 ГОСТ 610-48	52 ... 74 36 ... 52	— —	— —	— —	До 0 » -15	Св. 140 » 135
U З	PN-61/C-96097 ГОСТ 610-48	39 ... 51,5 20 ... 25	— —	— —	— —	До -25 » -55	Св. 135 » 130
С	ГОСТ 610-48	—	Св. 2	До 120	До 2500	До -55	Св. 125

стывания, чтобы можно было пользоваться масленкой.

Осевые масла — это дистилляты из низкопарафиновой (летнее) и беспарафиновой (зимней) нефти без присадок. В Польше применяются два сорта осевых масел: летнее *L* и универсальное *U*, а в СССР: летнее *Л*, зимнее *З*, в арктических условиях — осевое масло *С*. Свойства осевых масел представлены в табл. 2.50. Различия в вязкости и температуре застывания определяются условиями применения.

2.4.4. Турбинные масла

Турбинные масла предназначены для смазывания узлов трения паровых, водяных и газовых турбин, турбокомпрессоров, турбонасосов, воздухоподогревателей и электрогенераторов. В некоторых конструкциях турбинные масла играют роль гидравлических масел. В большинстве конструкций они охлаждают узлы трения и передают импульсы давлений в системах управления. В генераторах с водородным охлаждением масла используются для герметизации гидравлических и лабиринтных затворов подшипников.

Различают два основных вида конструкций смазочных систем турбин: гравитационные и напорные.

Гравитационные системы применяются в маломощных корабельных и водяных турбинах. В таких систе-

мах масло подается к смазываемым деталям под гидростатическим давлением столба жидкости из емкости, расположенной на соответствующей высоте, и возвращается в емкость с помощью насоса.

Напорные системы применяются в стационарных турбинах большой мощности. Масло к узлам трения подается под давлением 0,1 ... 1,5 МПа (в зависимости от конструкции турбины). После протекания через смазываемые детали масло стекает в расположенную ниже емкость. Механические загрязнения (основные продукты изнашивания) удаляются с помощью фильтра и периодически с помощью непрерывно действующей центрифуги. Часть масла отбирается в систему регулирования, где оно находится под давлением до 3 МПа. В некоторых мощных генераторах используются сифонные системы со специальным насосом, обеспечивающие подачу масла в подшипник в момент разгона под давлением до 20 МПа (в зависимости от массы ротора центрифуги). Это обеспечивает подъем вала при разгоне и смазывание вкладышей, близкое к гидродинамическому при постоянной работе.

Если масло играет роль уплотнения водородной системы охлаждения, в смазочной системе имеется дополнительное устройство для вакуумной дегазации.

2.51. Основные свойства и назначение турбинных масел, выпускаемых в Польше

Масло	Стандарт	Класс вязкости по ГОСТу по ИСО 3448	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре, °С		Индекс вязкости
			40	50	
T-20	ZN—66/MPCh/NF—104	32	—	20 ... 25	<i>Без присад</i> —
T-22	ГОСТ 32—74	32	—	20 ... 23	Св. 70
T-30	ZN—66/MPCh/NF—104	46	—	30 ... 25	—
T-30	ГОСТ 32—74	46	—	28 ... 32	Св. 65
T-40	ZN—66/MPCh/NF—104	68	—	40 ... 50	—
T-46	ГОСТ 32—74	68	—	44 ... 48	Св. 60
T-57	ГОСТ 32—74	100	—	55 ... 59	Св. 60
Для газовых корабельных турбин	ГОСТ 10289—79	10	—	7,0 ... 9,6	<i>С присад</i> Св. 40
TU-32	PN—84/C—96059	32	28,8 ... 35,2	—	Св. 95
Тп-22	ГОСТ 9972—74	32	—	20 ... 23	» 90
TU-46	PN—84/C—96059	46	41,1 ... 50,6	—	Св. 90
Тп-30	ГОСТ 9972—74	46	—	28 ... 32	» 87
TU-68	PN—84/C—96059	68	61,2 ... 74,8	—	Св. 85
Тп-46	ГОСТ 9972—74	68	—	44 ... 48	» 90
Турбинное 46		68	—	43,5 ... 48	Св. 60

¹ В закрытом виде.

² Не стандартизируется, значение указывается в сертификате.

СССР (группа I по ИСО 6743/0)

Температура застывания, °С	Температура вспышки по методу открытого тигля, °С	Кислотное число, мг КОН/г	Назначение
<i>садок</i>			
До -5 11 ... 15	Св. 180 » 180	До 0,05 » 0,02	Для циркуляционной смазки паровых турбин, работающих при частоте вращения выше 3000 мин ⁻¹
До 5 » -10	Св. 185 » 180	До 0,05 » 0,02	Для циркуляционной смазки паровых турбин, работающих при частоте вращения 2000 ... 3000 мин ⁻¹ , и для зубчатых передач турбин в случае общей циркуляции масла
До -5 » -10	Св. 195 » 195	До 0,05 » 0,02	Для циркуляционной смазки паровых турбин, корабельных турбин с передачей и других корабельных устройств
—	Св. 195	До 0,05	Для циркуляционной смазки корабельных паровых турбин с редукторами и других корабельных механизмов
<i>ками</i>			
До -45	Св. 135 ¹	До 0,04	Для смазывания и охлаждения корабельных газовых турбин
До -12 » -15	Св. 210 » 186	До 0,05	Для смазывания паровых турбин, работающих с частотой вращения более 3000 мин, и для турбокомпрессоров
До -9 » -10	Св. 210 » 190	До 0,5	Для смазывания паровых турбин, работающих с частотой вращения 2000 мин ⁻¹ , и для разного рода турбокомпрессоров и гидротурбин
До -9 » -10	Св. 210 » 220	До 0,5	Для смазывания передач гидротурбин, циркуляционного смазывания корабельных паровых турбин и турбокомпрессоров
-10	Св. 105	До 0,55	Содержит ингибитор коррозии — олеиновую кислоту. Предназначено для корабельных паровых турбин и вспомогательных устройств

Из-за высокой стоимости простоя турбины турбинное масло должно обеспечивать необходимое смазывание и охлаждение в течение 3...5 лет.

Турбинное масло подвергается воздействию температуры 60...100 °С в условиях контакта с кислородом воздуха и водой и в присутствии металлов, катализирующих процесс его окисления. Поэтому к турбинным маслам предъявляются следующие требования: стойкость к окислению в условиях контакта с воздухом при температуре 100...120 °С; отсутствие склонности к эмульгированию с водой; низкое пенообразование; хорошие смазывающие и противоизносные свойства; низкое кислотное число для свежего масла и в начале работы; низкий коксовый остаток и отсутствие механических загрязнений; отсутствие осадков и шламов; соответственно высокая температура вспышки.

При работе турбинных масел кислотное число не должно превышать 0,5 мг КОН/г, вязкость — изменяться более чем на 25 % начального значения, а температура вспышки — снижаться более чем на 10 °С. Масло, работающее в системе, должно оставаться прозрачным. После превышения этих параметров масло надо сменить или регенерировать.

Турбинные масла представляют собой дистилляты из нефти, от качества которой зависит качество турбинного масла. Для производства турбинного масла используются как сернистая парафиновая нефть, так и малосернистая беспарафиновая. Дистилляты подвергаются глубокой селективной, кислотно-щелочной и гидроочистке. Свойства базового масла корректируются присадками: низкотемпературными ингибиторами окисления, ингибиторами коррозии, противопенными и деэмульгаторами. При легких условиях работы по нагрузке и температуре применяются масла без присадок. В классификации ИСО 6743/0 (1981 г.) для турбинных масел используется символ «Т». Для турбинных масел предусмотрена также вязкостная классификация ИСО 3448 (1975 г.) (см. табл. 2.45). Сопоставле-

ние турбинных масел Польше и СССР по вязкостной классификации ИСО и их назначение приведены в табл. 2.51.

2.4.5. Компрессорные масла

В воздушных, газовых, холодильных компрессорах, воздуходувках и вакуумных насосах разного типа и назначения применяются компрессорные масла. Эти масла предназначены для смазывания узлов трения и герметизации. Масло должно подбираться в соответствии с условиями работы и вида сжимаемого газа, условий сжатия и получаемого давления [2.22].

Классификация. Традиционные компрессорные масла делятся на три основные группы по их применению: для воздушных и газовых компрессоров; для холодильных компрессоров; для вакуумных насосов.

В стандарте ИСО 6743/3 уточнена классификация компрессорных масел, им присвоен символ «Д». Подробная классификация этой группы масел приведена в табл. 2.52. По этой классификации принадлежность к определенной группе устанавливается в соответствии с условиями применения (табл. 2.53). В Польше и СССР классификация ИСО широкого применения еще не наша.

Масло для воздушных и газовых компрессоров применяется для смазывания трущихся деталей цилиндров и клапанов. Оно также выполняет роль герметизирующего фактора для камеры сжатия. Требования к качеству масла определяются температурой сжимаемого газа, давлением сжатия и чистотой газа. На температуру влияют степень сжатия, свойства сжимаемого газа и количество отводимой теплоты. Теплота отводится маслом, системой охлаждения цилиндров, в многоступенчатых компрессорах система охлаждения газов распределяется между отдельными ступенями. При необходимости газ может охлаждаться при поступлении в компрессор.

Масло в компрессоре подвергается воздействию высокой температуры, а при сжатии воздуха — еще и воздействию атмосферного кислорода. Температура масла тесно связана с тем-

2.52. Классификация компрессорных масел по ИСО 6743/3, группа D

Область применения	Машиня и механизмы	Смазываемые узлы трения	Состав и свойства смазочного материала	Буквенный код	Условия применения по механической и тепловой нагрузке
Воздушные компрессоры	<p>Объемные воздушные компрессоры с автоматической смазкой камер сжатия</p> <p>Объемные воздушные компрессоры без смазывания камер сжатия</p>	<p>Поршневые (ползуны и цилиндрические поршни) Роторные с капельной подачей масла/лопастные</p> <p>Роторные с интенсивной подачей масла/лопастные и роторные</p> <p>Жидкостные роторные компрессоры с водяным охлаждением и винтовые компрессоры</p> <p>Поршневые компрессоры без смазывания</p> <p>Роторные компрессоры без смазывания</p> <p>Центробежные и осевые компрессоры</p>	Масла на минеральной основе	<p>DAA DAB DAC</p> <p>DAG DAH DAI</p> <p>Будет установлен</p>	<p>Легкие Средние Тяжелые</p> <p>Легкие Средние Тяжелые</p>
Вакуумные	<p>Динамические компрессоры</p> <p>Вакуумные насосы с автоматической смазкой камер сжатия</p>	<p>Поршневые, роторные, капельные, роторные с вращающимся кольцом жидкости</p> <p>Вакуумные насосы с вращающимся кольцом жидкости</p>	Синтетические и минеральные масла	<p>DVA</p> <p>DVB</p> <p>DVC</p> <p>DVC</p> <p>DVE</p>	<p>Низкий вакуум, неагрессивный газ</p> <p>Низкий вакуум, кислотный газ</p> <p>Средний вакуум, неагрессивный газ</p> <p>Средний вакуум, кислотный газ</p> <p>Высокий вакуум, неагрессивный газ</p>

Область применения	Условия работы по механической и тепловой нагрузке	Буквенный код		Условия применения
Воздушные поршневые компрессоры	Легкие	DAA	Периодическая эксплуатация Непрерывная эксплуатация	Период между циклами работы достаточен для охлаждения масла (например, 5 мин работы, 20 мин перерыв) и давление на выходе ниже 10 Па Температура на выходе до 160 °С, соотношение давлений на отдельных ступенях ниже 3 : 1 или давление на выходе выше 10 Па. Температура на выходе до 140 °С, и соотношение давлений на отдельных ступенях больше 3 : 1 Период между циклами не достаточен для охлаждения масла, давление на выходе до 10 Па. Температура на выходе выше 160 °С, и давление выше 10 Па. Температура на выходе 140 ... 160 °С или соотношение давлений на отдельных ступенях выше 3 : 1 Параметры работы аналогичны средним условиям, при использовании масла, предназначенного для средних условий работы, наблюдается образование кокса
	Средние	DAB	Периодическая эксплуатация	
	Тяжелые	DAC	Периодическая эксплуатация Непрерывная эксплуатация	
Роторные компрессоры	Легкие	DAG		Температура воздуха на выходе до 100 °С Температура воздуха на выходе 100 ... 110 °С Температура воздуха на выходе выше 110 °С
	Средние	DAH		
	Тяжелые	DAI		

пературой сжимаемого газа. Вязкость масла при самой высокой температуре должна быть, с одной стороны, настолько большой, чтобы обеспечить хорошее смазывание поршневых колец и гильзы цилиндра, и, с другой стороны, при разгоне настолько маленькой, чтобы масло быстро достигало смазываемых узлов. Кроме

того, компрессорное масло должно обладать термической и термоокислационной стабильностью, отсутствием склонности к коксообразованию и температурой вспышки на 50 °С выше самой высокой рабочей температуры. Образующийся кокс должен быть сыпучим и легко удаляться протекающим газом. В масле не должно быть

2.54. Ассортимент и назначение компрессорных масел Польши и СССР (группа D по ИСО 6743/0)

Марка масла	Стандарт	Группа по ИСО 6743/3	Класс вязкости	Назначение
<i>Для воздушных компрессоров</i>				
SP-6 SP-10	PN-75/C-96073 PN-75/C-96073	DAA-DAB DAB-DAH	VG-46 VG-100	Для воздушных компрессоров с температурой на выходе до 150 °С и для воздуходувок
Кп-8		DAB-DAH	VG-68	Для поршневых компрессоров и турбокомпрессоров Для поршневых и многоступенчатых компрессоров среднего и высокого давления (2,5 ... 14,0 МПа) при температуре -25 ... +40 °С
К-12	ГОСТ 1861-73	DAB-DAH	VG-100	
К-19	ГОСТ 1861-73	DAB-DAC	VG-220	Для одно- и многоступенчатых компрессоров с разностью давлений 10 МПа в диапазоне температур -10 ... +40 °С
КС-19 К-4-20	ГОСТ 9243-75	DAB-DAC DAG-DA	VG-220 VG-320	
К-28	ТУ 38-1-6-68	DAC	VG-460	Для компрессоров высокого давления в диапазоне температур -5 ... +50 °С
Для азотных компрессоров HMS	TWT «Naftochem»	DAC	VG-460	Для азотных компрессоров высокого давления HMS
<i>Для холодильных компрессоров</i>				
WZ	PN-74/C-96072	D	VG-15	Для аммиачных компрессоров при температуре в испарителе не ниже -45 °С

Марка масла	Стандарт	Группа по ИСО 6743/3	Класс вязкости	Назначение
TZ-13	PN-74/C-96072	D	VG-22	Для аммиачных компрессоров при температуре в испарителе не ниже -50°C Для компрессоров с температурой в испарителе не ниже -30°C Аналогично TZ-19, если хладагент растворяет масло
TZ-19	PN-74/C-96072	D	VG-32	
TZ-28	PN-74/C-96072	D	VG-46	
XA XA-23 XA-30	ГОСТ 5546-66 ГОСТ 5546-66 ГОСТ 5546-66	D D D	VG-15 VG-32	Для аммиачных компрессоров, работающих с СО при температуре в испарителе не ниже -40°C (XA), -30°C (XA-23 и XA-30)
Freol 16	PN-74/C-96072	D	VG-32	Для компрессоров с хладагентом фреон 1 Для компрессоров с хладагентом фреон 2 Для компрессоров с хладагентом фреон 12 и 142 с температурой конденсации не выше 50°C Минеральное масло с вискозатором для компрессоров с фреоном 12, 22, 142 с температурой в испарителе не ниже -50°C Синтетическое масло для компрессоров с фреоном 22 с температурой в испарителе не ниже -70°C
Freol 27	PN-74/C-96072	D	VG-46	
XФ-12-16	ГОСТ 5546-66	D	VG-32	
XФ-22-24	ГОСТ 5546-66	D	VG-46	
XФ-223-16	ГОСТ 5546-66	D	VG-22	

Для вакуумных насосов

BM-3	ГОСТ 23013-78	DVC	VG-15	Для диффузионных насосов с конечным давлением (1,33 ... 6,66) 10^{-2} Па
------	---------------	-----	-------	--

Марка масла	Стандарт	Группа по ИСО 6743/3	Класс вязкости	Назначение
ВРН	ГОСТ 23013—78	DVA	VG-22	Для вспомогательных диффузионных насосов
ВМ-6	ГОСТ 23013—78	DVC	VG-68	Для механических насосов с конечным давлением до 1,33 Па
ВМ-4	ГОСТ 23013—78	DVA	VG-68/100	Для специальных насосов с конечным давлением до 1,33 Па
ВМ-1	ГОСТ 23013—78	DVE	VG-100	Для высоковакуумных диффузионных насосов с конечным давлением $1,33 \times 10^{-1} \dots 1,33 \times 10^{-7}$ Па
ВМ-5	ГОСТ 23013—78	DVE	VG-150	То же

летучих компонентов, а масляный туман должен сразу оседать на стенках цилиндров, в противном случае откладывающийся на стенках кокс может раскалиться и привести к взрыву паров масла.

Масло для воздушных компрессоров получают в узком диапазоне температур кипения из нефтяной нефти в виде вакуумных дистиллятов, тщательно очищенных от асфальтенов и других нестабильных компонентов. Масла для компрессоров небольшой производительности не содержат присадок, масла для стационарных компрессоров могут содержать ингибиторы окисления и коррозии, смазывающие и моющие добавки.

Масла для воздушных компрессоров, выпускаемые в Польше и СССР, их назначение и допустимые условия работы приведены в табл. 2.54.

В винтовых компрессорах, компрессорах с вращающимся поршнем и в компрессорах особых конструкций применяются синтетические масла.

Масла для холодильных компрессоров применяются для смазывания узлов трения компрессоров, перекачи-

вающих хладагенты: аммиак, двуокись углерода, легкие углеводороды, двуокись серы, разного рода фреоны, хлорированные углеводороды [2.22].

Масло должно обладать определенными свойствами, чтобы противостоять агрессивности хладагента. Некоторые хладагенты, например CO_2 , SO_2 , NH_3 , хлорированные углеводороды, в определенных условиях, особенно в присутствии воды, проявляют склонность к вступлению в реакции с маслом и вызывают коррозию металлов, поэтому масло должно содержать определенный пакет ингибиторов коррозии.

При сжатии хладагента температура масла в камере сжатия может достигать до 230 ... 250 °С, поэтому оно должно обладать достаточно высокой вязкостью и термостойкостью. В то же время температура застывания у него должна быть ниже минимальной рабочей температуры. Поэтому для холодильных компрессоров применяется минеральное масло из беспарафиновой нефти с высокой вязкостью и низкой температурой застывания. В табл. 2.54 приведены масла для холодильных компрессоров, производи-

мые в Польше и СССР, их назначении и условия работы.

Масла для вакуумных насосов предназначены для смазывания узлов трения паромасляных высоковакуумных и поршневых насосов. Эти масла должны обладать низкой упругостью паров, соответствующей получаемому разрежению, высокой химической и термической стабильностью.

Для вакуумных насосов применяется масло, получаемое в результате разгонки на фракции в вакууме глубоко рафинированного минерального масла [2.23]. Производимые в СССР масла для вакуумных насосов приведены в табл. 2.54.

2.4.6. Масла, предохраняющие от коррозии при временной консервации металлических изделий

Масла для временной консервации металлоизделий — это одна из групп средств защиты, основной компонент которых масло, обычно минеральное, характеризующееся высокими защитными свойствами от коррозии, вызываемой атмосферными факторами. Эти свойства обеспечиваются специально подобранными антикоррозионными присадками [2.21, 2.23].

Консервационные масла применяются для защиты от коррозии и изнашивания, вызываемых коррозионно-механическими факторами, металлоизделий, полуфабрикатов, конструкционных материалов, запасных частей, инструментов, аппаратуры, двигателей, передач, автомобилей, самолетов, вертолетов, вооружения, кораблей и т. п. Консервационное масло образует на поверхности металла тонкую масляную пленку, защищающую поверхность от внешних факторов, вызывающих коррозию, а также является смазочным материалом при переходе от консервации к эксплуатации.

По стандарту *PN-80/H-97080.03* масла в группе средств для временной консервации металлов обозначаются *K-1*. По этому стандарту возможны следующие способы нанесения консервационного масла: при температуре окружающей среды (индекс «а»), в

виде раствора в органическом растворителе (индекс «с»), в виде дисперсии (взвеси) или эмульсии (индекс «г») в виде аэрозоля (индекс «н»).

По применению консервационные масла делятся на: защищающие сплавы железа (индекс 1); защищающие металлы и сплавы (индекс 2); многоцелевые средства (индекс 3); вытесняющие воду и электролиты с защищающей поверхностью (индекс 4).

По характеру пленки для консервационных масел предусмотрена одна группа, образующая тонкую до 20 мкм пленку (индекс «А»).

Приведенная часть классификации масел для временной консервации практически совпадает со стандартом СЭВ 3630—82.

Имеются классификации, в которых предусмотрены две основные группы консервационных масел: предназначенные только для консервации; удовлетворяющие требования к ходовым маслам.

В СССР применяется классификация по ГОСТ 9014—78, в котором приводятся рекомендуемые консервационные материалы, в том числе консервационные масла. Эта классификация аналогична стандартам *TGL-31820/06* (ГДР), *DEF1234* (Великобритания), *TL-8100-004* (ФРГ) и *MIL-P-116D* (США).

Стандарт СЭВ—099—81 уточняет системы временной консервации, а стандарт СЭВ—992—78 определяет общие требования к ней. СЭВ—3630—82 предусматривает следующие обозначения для консервационных масел: не совместимые с ходовыми маслами *1/a, h/2/A*; совместимые с ходовыми маслами *1/a, h/2, 3/A*; консервационно-ходовые масла *1/a/2, 3/A*.

Консервационные масла, не совместимые с ходовыми, — это масла, содержащие необходимый набор (пакет) присадок для временной консервации деталей и механизмов и защиты от атмосферной коррозии. Перед запуском законсервированного устройства консервационное масло должно быть заменено ходовым.

Консервационное масло, совместимое с ходовым, — это практически ходовое масло с набором (пакетом)

2.55. Основные свойства и назначение консервационных масел, выпускаемых в Польше

Масло	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре, °С		Индекс вязкости	Температура загустевания, °С, не более	Температура загорания, °С, не менее	Назначение
	50	100				
<i>Antykol 22</i> <i>PN-73/C-96087</i>	22 ... 28	—	60	30	170	Консервационно-ходовое масло для защиты внутренних деталей двигателей, особенно с очень маленьким сечением жиклера. Замена на ходовое масло после 500 км пробега автомобиля
<i>Antykol 50</i>	50 ... 60	—	70	20	190	Консервационно-ходовое масло для защиты внутренних деталей двигателей, компрессоров и насосов. Замена на ходовое масло после 500 км (<i>Antykol 50</i>) и 2000 км (<i>Antykol 50S</i>) пробега автомобиля
<i>Antykol 50S</i> <i>PN-73/C-96087</i>	50 ... 65	—	100	25	190	
<i>Antykol M</i> <i>(Antykol MR)</i> <i>TWT «Naftochem»</i>	50 ... 65	—	—	—15	190	Для временной защиты от атмосферной коррозии металлических поверхностей за исключением двигателей внутреннего сгорания и подшипников качения. <i>Antykol MR</i> — это <i>Antykol M</i> с растворителем. Защитная способность сохраняется соответственно 12—18 и 8—12 месяцев
<i>Antykol LT</i> <i>PN-72/C-96065</i>	60	12	100	—25	220	Для временной защиты от коррозии подшипников качения и других металлоизделий

Масло	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре, °С		Индекс вязкости	Температура затвердевания, °С, не более	Температура загорания, °С, не менее	Назначение
	50	100				
<i>Antykol N</i> <i>TWT «Naftochem»</i>	12 ... 14	3,8	—	—45	130	Для временной защиты точных металлических деталей. Может выполнить роль смазочного материала
<i>Antykol TS-120</i> <i>PN-77/C-96080</i>	117 ... 126	17,5	95	—	220	Для набивки автомобильных втулок и подшипников скольжения. Не требует расконсервирования
Консервационная смазка <i>A-17</i> <i>BN-72/0536-17</i>	—	15,0 ... 20,0	—	—20		Для временной защиты металлических деталей, складываемых под крышей, и для внешней и внутренней консервации двигателей

2.56. Основные свойства и назначение консервационных масел, выпускаемых в СССР

Масло	Ингибиторы коррозии, %	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при 100 °С	Содержание соли, %	Температура загорания, °С, не менее	Температура затвердевания, °С, не более	Назначение
<i>ГОСТ 12328-77</i>						
НГ 203	18 ... 20	25 ... 50	3,0	180	—20	Консервационно-ходовое масло для защиты от коррозии внешних деталей двигателей, механизмов и запасных частей

Масло	Ингибиторы коррозии, %	Кинематическая вязкость, мм ² /с, при 100 °С	Содержание золы, %	Температура загорания, °С, не менее	Температура затвердевания, °С, не более	Назначение
НГ 203Б	12 ... 15	10 ... 15	2,0	170	—20	Консервационно-ходовое масло для защиты от коррозии внутренних деталей двигателей
НГ 203 В	10 ... 13	25 ... 33	1,5	150	—25	То же
<i>ГОСТ 18974—72</i>						
НГ 204 У	20 ... 25	15 ... 35	1,5	140	—20	Консервационно-ходовое масло для защиты от коррозии внутренних и внешних деталей сельскохозяйственного оборудования
<i>ТУ 38101187—71</i>						
НГ 208	12 ... 15	10 ... 12	1	200	—30	Раствор масла НГ 204 У; защитно-ходовое масло для изделий, складываемых под крышей и на открытом воздухе
<i>ГОСТ 10887—76</i>						
К-17	16	16 ... 22	2,0	180	—20	Для временной защиты изделий, складываемых под крышей и на открытом воздухе, а также внешней консервации двигателей

присадок. Устройство, законсервированное таким маслом, не надо расконсервировать перед запуском. На этом масле оно может работать определенный срок, после чего масло должно быть заменено на ходовое.

Консервационно-ходовое масло содержит необходимый набор присадок для временной консервации и присадок, характерных для ходового масла. Перед запуском законсервированного устройства нет необходимости в его расконсервации. В консервационное

масло может быть добавлено ходовое.

В некоторых случаях к серийно выпускаемым ходовым маслам добавляются специальные присадки для временной защиты от коррозии. В результате получаются консервационные масла, совместимые с ходовым или консервационно-ходовые.

В СССР и Польше выпускаются широкие ассортименты консервационных масел и присадок к ходовым маслам. В табл. 2.55 приведены основные консервационные масла, применяемые в

Полные, с их характеристиками. В табл. 2.56 представлены аналогичные характеристики основных сортов консервационных масел СССР.

2.4.7. Масла для технологических операций

Масло для технологических операций — это смазочный материал, выполняющий роль вспомогательного средства в различных технологических процессах [2.24, 2.25]. В эту группу входят масла для обработки металлов резанием, пластической и тепловой обработки.

Кроме того, есть большая группа технологических масел разного назначения, свойства которых соответствуют специальным технологиям.

Масла для обработки резанием — это жидкости или смеси жидкостей, образующие среду, в которой происходит обработка. Задача этих жидкостей — отведение теплоты, образующейся при резании, уменьшение коэффициента трения, предупреждение сцепления обрабатываемого металла и инструмента (адгезии). В результате увеличивается производительность процессов обработки и уменьшается износ инструмента. Кроме того, с помощью масел отводятся продукты обработки, моется обрабатываемая поверхность, инструменты защищаются от коррозии.

В некоторых конструкциях эти жидкости выполняют роль смазочного материала узлов трения, находящихся вблизи зоны обработки. Кроме основных масел для обработки резанием должны обладать следующими свойствами: антикоррозионными; отсутствием воздействия на лаки и уплотняющие материалы; нетоксичностью и отсутствием неприятного запаха; отсутствием склонности к пенообразованию; легкостью выделения загрязнений и продуктов обработки из объема масла, химической стабильностью; хорошей смачиваемостью поверхности трения; вязкими температурой застывания и испаряемостью; отсутствием склонности к развиту биологических процессов.

Наличие одновременно всех свойств у одного масла практически невоз-

можно. Поэтому существует несколько групп таких масел с особыми свойствами. Одна из групп — это масла для обработки резанием. Эту группу разделяют на два основных вида масел: эмульгирующие и неэмульгирующие.

Эмульгирующие масла образуют эмульсии типа «масло в воде» (взвесь капелек масла в воде). Они содержат эмульгаторы, обычно мыло или другие соединения с большой полярностью. В состав эмульгирующего масла кроме минерального масла входят ингибиторы коррозии, антипенные и стабилизирующие эмульсию присадки, биоциды, EP-присадки. Эмульсия с водой готовится непосредственно потребителем. Она содержит несколько процентов масла. Некоторые фирмы производят жидкости, в которых капельки воды взвешены в масле (эмульсия типа «вода в масле»), содержание масла в такой жидкости значительно выше. Эмульгирующие масла применяются в следующих процессах обработки металлов: точении, фрезеровании, сверлении, развертывании, шлифовании.

Неэмульгирующее масло при обработке металлов играет роль смазывающего материала, отводящего теплоту и удаляющего продукты обработки. Существуют следующие виды неэмульгирующих масел:

минеральные без присадок, применяются редко из-за недостаточных смазывающих свойств;

растительные и животные (жидкие жиры), характеризуются хорошими смазывающими свойствами, но недостаточной стойкостью к окислению; минеральные с добавлением растительных, животных и синтетических масел, жирных кислот и других полярных добавок;

минеральные с присадками EP (соединения серы, хлора, фосфора); минеральные с присадками EP и полярными присадками.

Неэмульгирующие масла производятся в готовом к употреблению виде. Их применяют при следующих процессах обработки металлов: точении, фрезеровании, глубоком сверлении, протачивании, развертывании вязких материалов, обработке зубчатых колес,

шлифовании, профилировании резьбы и зубьев, доводке, притирке и полировании.

Масла для пластической обработки металлов применяются при обработке металлов обкаткой, вальцовкой, волочением и ковкой. Каждый процесс пластической обработки предъявляет свои требования к маслу. При обкатке происходит пластическое выравнивание поверхностей неровностей. Масло получает небольшое количество теплоты. Поэтому здесь применяют масло небольшой вязкости, не создающее большого сопротивления движению инструмента. При высоком давлении применяется масло с полярными присадками.

При вальцовке роль масла заключается в противодействии прилеганию материала к поверхности вальцов, кроме того, масло снижает сопротивление трения и отводит теплоту. Для вальцовки применяются минеральные масла с присадками *EP* или водно-масляные эмульсии.

При волочении, когда основная функция масла — снижение сопротивления трения обрабатываемого материала об инструмент, применяются масла с полярными присадками или мыла, а при выделении большого количества теплоты — водно-масляные эмульсии.

При горячей ковке, когда необходимо отводить большое количество теплоты, а температура обрабатываемых деталей доходит до 300 °С, применяют легкие минеральные масла с наполнителями: графитом, двуокисью молибдена, слюдой, тальком и т. п. в количестве 5...50 % от общей массы. При холодной ковке применяются тяжелые остаточные масла или масла с полирными или *EP*-присадками.

Масла для тепловой обработки металлов применяются в виде охлаждающей или нагревающей среды, позволяющей получить необходимую кристаллическую структуру металла. Чаще всего масло применяется при закалке стали. Применение масла в качестве охладителя позволяет придать стали необходимую твердость с одновременным уменьшением внутренних напряжений. Для тепловой обра-

ботки применяются минеральные, растительные (рапсовое масло), животные (китовый жир), а также минеральные масла с полярными присадками. Базовое масло должно иметь при повышенных температурах достаточную вязкость, высокую термоокислительную стойкость. Кроме того, необходимо иметь высокую температуру вспышки и низкое содержание летучих компонентов.

В Польше и СССР в широком ассортименте производятся и применяются масла для обработки металлов, свойства которых соответствуют различным технологическим процессам.

Кроме масел для обработки металлов во многих технологических процессах применяются масла со специальными свойствами, например для литейных форм, керамических изделий, для производства бетонных деталей, и разнообразные масла, используемые в текстильной, пищевой, химической и другой промышленности.

2.4.8. Специальные масла

Специальные масла — это такие виды масел, которые по своим свойствам приспособлены к выполнению особых определенных функций и практически не применяются в обычных условиях смазки машин и механизмов. Примерами масел этой группы могут быть пропиточное, древесное масло и масляные растворители для этих масел, масло для механизмов проекторов, масло для цепей туннельных печей, масляные теплоносители, масло для герметизации скважин, масло для бумагоделательных машин, паяльное, парфюмерное, медицинское и другие масла. Так как в специальных маслах обычно доминирует одно основное свойство, определяющее их специальное применение, они не могут быть классифицированы аналогично другим маслам.

Специальное масло получают путем введения в минеральное или синтетическое базовое масло специальных присадок, усиливающих определенные свойства масла. Разработка и подбор специальных масел требуют больших затрат. При выполнении этих

работ во внимание принимаются следующие факторы: максимальная рабочая температура масла; максимальная температура поверхности деталей, с которыми будет контактировать масло; минимальная температура масла; условия смазывания.

Обычно методы исследования специальных масел, моделирующие условия их работы, отсутствуют, и результаты, полученные с помощью методов испытания гидравлических, промышленных и других масел, не соотносены с изменениями свойств масла при эксплуатации. Поэтому экспериментальная оценка применимости таких масел проводится в реальных, часто экстремальных условиях работы.

2.5. ПЛАСТИЧНЫЕ СМАЗКИ

2.5.1. Структура пластичных смазок

Во многих узлах трения невозможно и нецелесообразно использовать циркуляционную смазочную систему. Смазочный материал в зону трения таких узлов вводится периодически. В некоторые устройства (холодильники, стиральные машины и т. п.) пластичную смазку в зону трения вводят при монтаже, где она работает в течение всего периода существования устройства.

При периодическом смазывании или смазывании на весь нормативный срок эксплуатации устройства обычное жидкое масло применяться не может из-за небольшой вязкости.

При непрерывном смазывании масло, выдавливаемое из зоны трения, пополняется свежими порциями, при периодическом смазывании необходимо повышение «стойкости» масла к выдавливанию из зон трения при больших нагрузках, высокой температуре и действии центробежной силы. Это повышение стойкости заключается в загущении его с помощью разного рода загустителей, в образовании пластичной смазки. Существует много сортов пластичных смазок, которым в зависимости от их применения придают разные свойства [2.1, 2.14, 2.30—2.46].

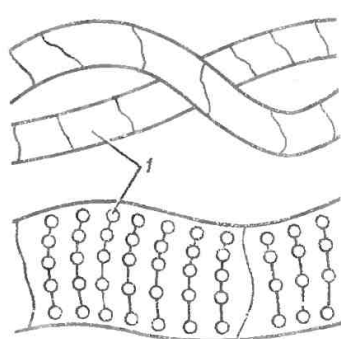


Рис. 2.16. Структура волокна загустителя

Основная задача пластичных смазок — снижение коэффициента трения, поэтому наибольшее внимание уделяется антифрикционным пластичным смазкам, меньшее применение имеют защитные пластичные смазки, наносимые на поверхности деталей для защиты от коррозии, и герметизирующие смазки.

Все эти пластичные смазки должны отличаться высокой прилипаемостью к смазываемой поверхности.

Свойства пластичных смазок зависят от свойств входящих в их состав компонентов, т. е. от свойств масла, загустителя и других веществ, предусмотренных рецептурой, степенью диспергирования и т. д.

Масло может быть минеральным или синтетическим разной вязкости. В качестве загустителей используются консистентные углеводороды, а также мыла разных металлов и жирных кислот. Кроме того, применяются разного рода органические и неорганические соединения, образующие с маслом коллоидные системы с необходимыми свойствами. Введенный в масло загуститель образует с ним пространственный скелет. В ячейках сетки этого скелета закреплено масло (как мед в сотах). Его движение под действием касательных сил ограничено перегородками скелета. Спротивляющиеся движению при внутреннем трении являются мерой структурной вязкости пластичной смазки. Пространственный скелет обычно построен из кристаллических агрегатов с волокни-



Рис. 2.11. Смазка, загущенная кальциевым мылом [2.30]

стой (нитевидной) или близкой к шаровидной структурой. Волокна загустителя могут быть прямыми, скрученными или спиральными. Молекулы загустителя, кристаллизуясь (или другим способом приближаясь друг к другу), образуют пакеты с упомянутой нитевидной или шаровидной структурой *1* (рис. 2.10). И если молекулы загустителя не видны даже с помощью электронного микроскопа, агрегаты, образующие скелет, можно увидеть с помощью сканирующего микроскопа.

На рис. 2.11—2.16 приведены фотографии пластичных смазок с различными загустителями. (Фотографии сделаны при увеличении в 15—25 тыс. раз). Разные загустители образуют

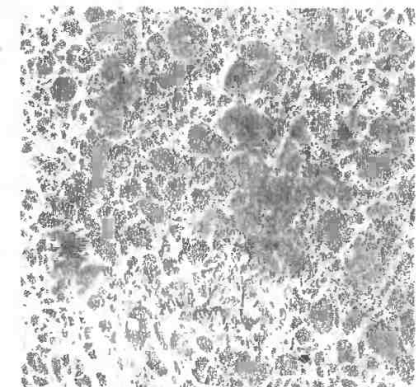


Рис. 2.12. Смазка, загущенная натриевым мылом [2.36]

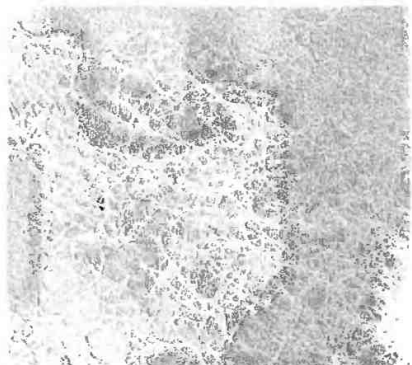


Рис. 2.13. Смазка, загущенная литиевым мылом [2.30]

агрегаты различной формы. Натриевое мыло образует длинные волокна (около 100 мкм) с прямым строением. Мыла жирных кислот, особенно 12-оксистеариновой кислоты, образуют более короткие (порядка 25 мкм) спирально скрученные волокна. Комплексные алюминиевые и кальциевые загустители образуют агрегаты не больших размеров (порядка 0,1 ... 1 мкм).

В табл. 2.57 представлены средние размеры агрегатов типовых загустителей. Молекулы в агрегатах и агрегаты взаимодействуют между собой межмолекулярными силами (силами Ван-дер-Ваальса). Среди этих сил наи-

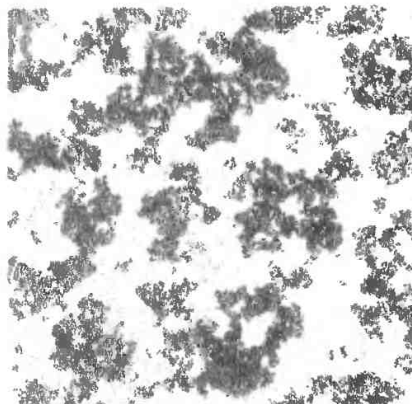


Рис. 2.14. Смазка, загущенная силикагелем [2.30]

Вид загустителя	Диаметр	Длина
Натриевый длинноволокнистый	1	100
Бариевый комплексный	1	100
Литиевый	0,2	2 ... 25
Натриевый	0,15	1,5
Кальциевый комплексный	0,1	1
Алюминиевый комплексный	0,1	1

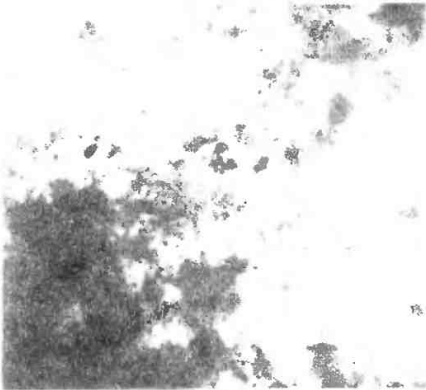


Рис. 2.15. Смазка, загущенная бентонитом [2.30]

большее значение имеют силы Лондона, хотя в некоторых случаях большую роль играют силы взаимодействия между диполями. Межмолекулярное взаимодействие является фактором, определяющим консистенцию пластичных смазок и их механические свойства. Чем больше доли загустителя в скелете смазки, тщательнее диспергирован загуститель и сильнее межмолекулярное взаимодействие между агрегатами, тем труднее разрушить пространственную структуру смазки и тем труднее достигаются пластические деформации и течение смазки. Форма агрегатов и особенно форма волокон и их размещение в пространственной структуре принципиально влияют на механические свойства смазки, т. е. на ее потребительские свойства.

Действие касательных сил при трении приводит к разрушению плотной пространственной структуры, т. е. к разрушению скелета загустителя, что вызывает пластические деформации и течение смазки. Так как скелет разрушается только после превышения некоторого значения касательных сил, пластичная смазка имеет предел пластичности (текучести). Сопротивление течению, т. е. сопротивление внутреннего трения, тесно связано с состоянием структуры скелета загустителя. Структурная вязкость пластичных смазок уменьшается с ростом скорости сдвига. Для пластичных смазок характерно постепенное восстановление

структурной вязкости. Для пластичных смазок характерно постепенное восстановление

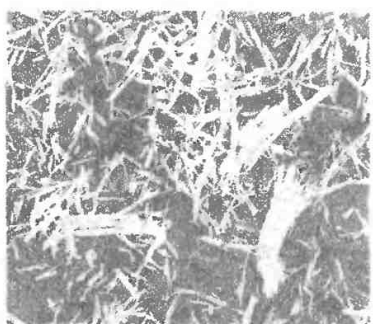


Рис. 2.16. Смазка, загущенная индантроновым пигментом [2.30]

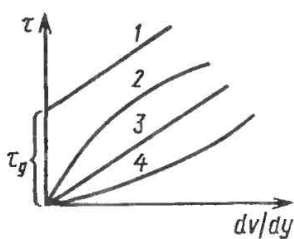


Рис. 2.17. Кривые течения различных жидкостей, определяемые зависимостью сдвигового напряжения τ от градиента скорости сдвига $\frac{dv}{dy}$:

1 — бингеймовская; 2 — псевдопластичная; 3 — ньютоновская; 4 — дилатационная



Рис. 2.17. Деление жидкостей по реологическим свойствам [2.14]

структуры, разрушенной под действием механических сил, при нахождении смазки в статическом состоянии. Это связано с ростом структурной вязкости. Значение вязкости возвращается к первоначальному значению, которое смазка имела до механического воздействия, разрушившего структуру. Восстановление пространственной структуры и связанные с этим реологические свойства называются тиксотропными свойствами. Пластичные смазки относятся к неньютоновским жидкостям с тиксотропными свойствами (рис. 2.17).

Пластичные смазки не деформируются под действием силы тяжести, а под действиемдвигающих сил по преодолению предела пластичности текут как жидкости. Эти свойства имеют большое значение при смазывании пластичными смазками подшипников. Пластичные смазки можно рассматривать так же как коллоидные системы. Дисперсионная фаза — масла, дисперсная фаза — загуститель. Агрегаты молекул размером несколько микрометров вместе с маслом, на которое действуют межмолекулярные силы, образуют мицеллу.

Взаимодействие между мицеллами приводит к образованию пространственного скелета. Прочность коллоидной структуры определяет эксплуатационную пригодность пластичной смазки.

Разделение обеих фаз — дисперсионной и дисперсной — очень опасно для смазываемой зоны трения, так как в этом случае масло вытекает из этой

зоны, переставая ее смазывать, а остающийся загуститель склеивает детали. Явление разделения коллоидной структуры пластичной смазки, связанное с выделением масла, называется синерезисом (выпотевание масла из смазки). Коллоидная прочность смазки является важнейшим критерием ее применяемости, она зависит от состояния дисперсии загустителя и его пространственной структуры. Структура создается во время технологического процесса приготовления смазки. Компоненты смазки перемешиваются, как правило, в горячем состоянии. Большинство загустителей вводится в масло в расплавленном состоянии. При застывании смеси происходят кристаллизация загустителя и образование внутренней структуры. Точное диспергирование загустителя получается при гомогенизации (в дисковых мешалках, каландрах). Интенсивность охлаждения смазки определяет возможность создания соответственно разросшихся кристаллов. При использовании в качестве загустителя мыла отношение длины волокна к сечению, т. е. степень анизотричности, существенно влияет на прочность связей в образующемся структурном скелете. Большая часть масла механически задерживается в клетках скелета. Часть масла механически удерживается между алкильными радикалами цепочек солей жирных кислот в кристаллическом скелете. Другая часть масла удерживается на поверхности кристаллов мыла адсорбционными силами и силами Ван-дер-Ваальса.

Загустители с точки зрения взаимного действия с жидкой фазой можно разделить на три группы.

1. Загустители, отличающиеся полиморфизмом кристаллической структуры, нагревание которых увеличивает возможность проникновения молекул масла в структуру загустителя. При повышенной температуре образуются высокотемпературные фазы, которые при охлаждении переходят в другие кристаллические формы. К такого рода загустителям относятся все мыла. Кристаллы одного и того же мыла могут иметь в смазке при разной температуре различную кристаллографическую форму и различаться плотностью упаковки. Кристаллическая структура разных мыл различается в случае включения в структуру воды и образования кристаллогидратов. Кристаллогидраты могут потерять воду при фазовых превращениях. Надо подчеркнуть, что мыла разных металлов имеют разную кристаллическую форму (см. рис. 2.10—2.16).

Полиморфизм загустителей типа мыл влияет на кристаллическую структуру скелета, зависящую от способа и интенсивности охлаждения смазки в процессе ее изготовления. При этом проявляется склонность к переохлаждению. При интенсивном охлаждении сохраняются структуры, характерные для более высокой температуры. Разные мыла при изменении температуры переходят через разное количество мезоморфных фаз. При быстром охлаждении мыла могут сохранять неупорядоченное состояние и застывать в стеклообразную аморфную массу. Изменения температуры могут приводить к изменениям состояния дисперсии и переходу в новую стадию — в желе. Изменения в состоянии дисперсии и, следовательно, в состоянии межмолекулярных взаимодействий могут быть вызваны также различиями в концентрации дисперсной фазы.

2. Твердые углеводороды (парафины, церезины), не обладающие полиморфизмом, которые плавятся при сравнительно невысокой температуре и образуют с маслом гомогенные растворы.

3. Теплостойкие загустители органического и неорганического проис-

хождения, нерастворимые в жидкой фазе. Они не подвержены фазовым превращениям под действием температурных изменений. Пластичные смазки на их основе характеризуются высокой теплостойкостью. Большинство загустителей перед смешиванием с маслом подвергаются поверхностной химической обработке, которая делает возможным взаимодействие с маслом (олеофилизация). Агрегаты теплостойких загустителей алюминиевых мыл имеют шарообразную форму и их можно рассматривать как трехмерные агрегаты. Агрегаты в форме волокон обычно развиты в двух измерениях при явном отсутствии третьего. Упрощенно эти агрегаты часто называются двумерными. Длинные эластичные волокна мыл могут сцепляться друг с другом, что облегчает образование пространственной структуры. Анизотропия волокон — это важный элемент образования скелета. При агрегатизации молекул уменьшаются их собственная поверхность и связанная с ней поверхностная энергия. Если агрегаты настолько велики, что поверхностное взаимодействие молекул не превышает силы тягести, агрегаты оседают, образуя осадок. Чем меньше точек контакта агрегатов, тем меньше падение собственной поверхностной энергии. Например, волокна и шары контактируют только в точках, отсюда большая коллоидная стойкость системы. Поверхностная энергия волокон уменьшается с увеличением длины цепочки жирной кислоты. При механическом воздействии кроме разрушения внутренней структуры происходит ориентация агрегатов. Пространственной ориентации можно добиться технологической гомогенизацией и при слабом воздействии срезающих сил во время работы смазки. Разные мыла имеют разную склонность к ориентации. Алюминиевые мыла и другие загустители с близким к шарообразному строением не имеют склонности к ориентации. Волокна литиевых мыл подвержены спиральному скручиванию. Такой тенденции не имеют волокна натриевых мыл.

При работе пластичных смазок в зоне трения возрастает температура, в ре-

вультате чего смазки размягчаются. Уменьшается взаимодействие между агрегатами. Загустители типа мыл проходят через разные кристаллические мезофазы и, прежде чем расплавиться, через жидко-кристаллическую фазу.

2.5.2. Свойства пластичных смазок

Разнообразное применение пластичных смазок определяет необходимость существования системы оценок их эксплуатационных свойств. Свойства этих смазок оценивают так же, как и свойства других смазочных материалов, но из-за специфики их строения это делается другими методами. Дополнительно определяются свойства, характерные только для пластичных смазок, например колющая стабильность, температура каплепадения и т. п.

Реологические свойства. Реологические свойства масел характеризуются прежде всего вязкостью. Она зависит от температуры и давления. Для пластичных смазок вязкость зависит не только от температуры и давления, но и от скорости сдвига. С ростом скорости сдвига вязкость пластичной смазки снижается, потому что разрушается внутренняя структура смазки (рис. 2.18).

Влияние температуры на вязкость пластичной смазки меньше, чем для масла, потому что главную роль в сопротивлении течения играет разрушение скелета загустителя, а его прочность сравнительно мало зависит от температуры. Вязкость измеряют капиллярными вискозиметрами, в которых смазочный материал движется через капилляр под действием давления сжатого газа или пружины. В СССР применяются капиллярные вискозиметры АКВ-2 и АКВ-4, давление на смазку в которых осуществляется поршнем с пружиной. Часто для измерения вязкости применяют реометры Ферранти — Ширли (рис. 2.19), типа конус — пластина, реотест RV (рис. 2.20), соосные цилиндры или консистометр Хеплера (рис. 2.21).

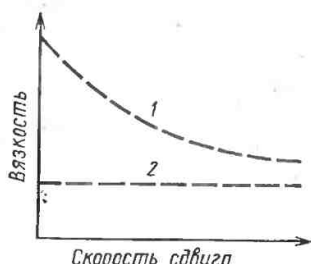


Рис. 2.18. Зависимость вязкости масла и пластичной смазки от скорости сдвига: 1 — пластичная смазка; 2 — смазочное масло

Так как для измерения вязкости пластичной смазки необходимы время и дорогостоящая аппаратура, в исследованиях оценивается величина, не имеющая точного физического смысла, но связанная с вязкостью. Такой величиной является пенетрация, определяющая консистенцию смазки. Измерение пенетрации заключается в определении глубины, на которую погрузится в смазку тело определенной формы и массы через заданный промежуток времени при стандартной температуре. При исследовании консистенции пластичных смазок погружающееся тело имеет форму конуса. Глубина, на которую оно погрузится через 5 с, выраженная в десятых долях миллиметра, называется пенетрацией. При измерении пенетрации происходит сразу несколько явлений, потому что движение конуса в смазке вызывает упругоэластические деформации и течение. Этим объясняется то, что две разные смазки могут иметь разные вязкости при близких пенетрациях. Пенетрация характеризует смазку с точки зрения способности выдерживать большое давление, сопротивляться выдавливанию из зоны между трущимися деталями и т. п.

Пенетрацию измеряют пенетрометром Ричардсона (рис. 2.22). При исследовании небольших объемов смазки измерение производится миниатюрным конусом — определяется микропенетрация. Пенетрация наиболее часто применяется среди показателей, характеризующих эксплуатационные свойства пластичной смазки.

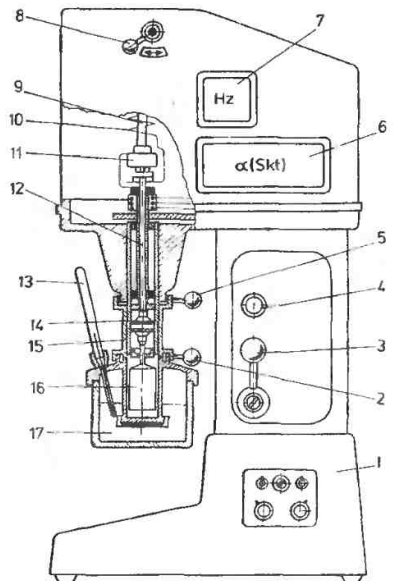


Рис. 2.19. Реометр Ферранчи—Ширли:
 1 — стержень конуса; 2 — конус; 3 — приводной вал; 4 — пружина динамометра; 5 — оправка мостика; 6 — потенциометр динамометра; 7 — щетка потенциометра; 8, 9 — скользящие кольца; 10 — пластина; 11 — микрометр; 12 — винт, регулирующий высоту и наклон пластины; 13 — гайка; 14 — двигатель; 15 — редуктор; 16 — термозлементы; 17 — водяная рубашка

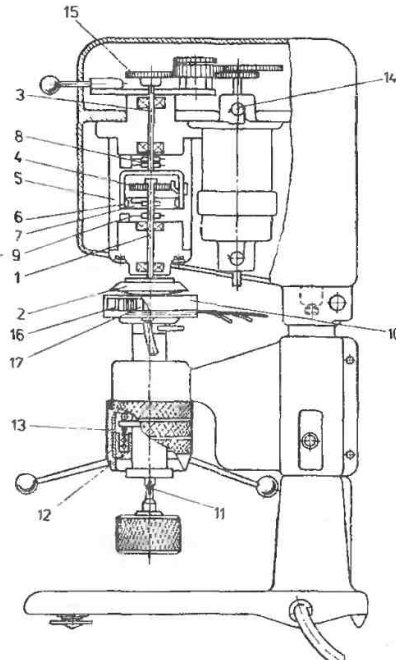


Рис. 2.20. Реометр RV:
 1 — станция; 2 — зажим крепления термостата; 3 — переключатель частоты вращения; 4 — указатель частоты вращения; 5 — крепление внешнего цилиндра; 6 — шкала торсионметра; 7 — частотомер; 8 — переключатель диапазонов измерений; 9 — приводной вал; 10 — пружина; 11 — торсионметр; 12 — ведомый вал; 13 — термометр; 14 — крепление внутреннего цилиндра; 15 — внешний цилиндр; 16 — внутренний цилиндр; 17 — термостат

Кроме пенетрации и редко определяемой вязкости иногда определяют коэффициент тиксотропии и предел пластичности (текучести). Обе эти величины можно определить с помощью консистометра или реометров. Коэффициент тиксотропии выражается отношением максимальной структурной вязкости до механического разрушения к минимальной структурной вязкости после окончания механического воздействия. Предел пластичности — это касательное напряжение, выше которого начинается течение смазки. Он имеет большое значение для определения поведения пластичных смазок при разгоне устройства в условиях низкой температуры.

Трибологические свойства. Эти свойства определяются с помощью тех же

машин трения, которые применяются при исследовании масла. Обычно используется четырехшариковая машина со всеми конструктивными и методическими вариантами. Возможно применение и других машин трения. Во всех случаях критерии оценки те же, что и для масел.

Термостойкость. Для эксплуатации основное значение имеет поведение смазки при повышенной температуре. С увеличением температуры вязкость смазки уменьшается, она становится мягче и в конце концов растекается совсем. В связи с тем что переход в жидкое состояние происходит посте-

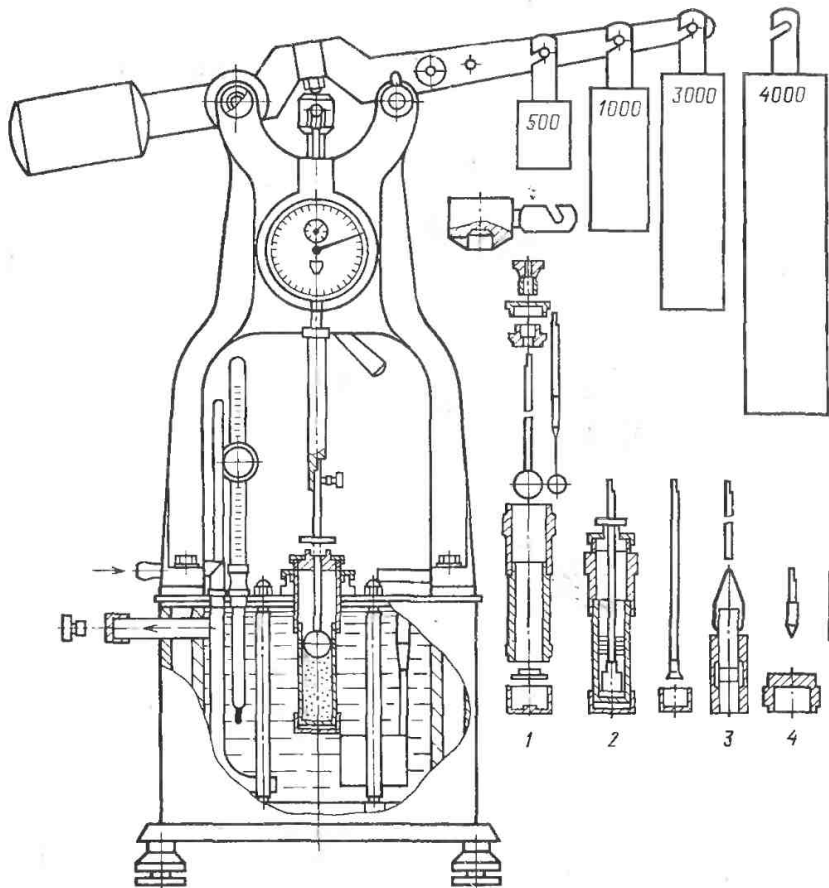


Рис. 2.21. Консистометр Хеплера:

1, 2 — устройства для определения нормальной и структурной вязкости; 3 — устройство для определения модуля упругости; 4 — устройство для определения твердости

пенно и в широком диапазоне температур, нельзя вычислить температуру плавления, которая определяла бы верхнюю температуру применения данной смазки. Вместо температуры плавления принята условная температура размягчения и каплепадения. *Температура каплепадения* смазки — это такая температура, при которой от наклонного под заданным углом сосуда со смазкой отрывается первая капля расплавленной смазки

(рис. 2.23). Некоторые смазки даже при значительном размягчении не образуют каплю, для этих смазок вместо температуры каплепадения определяется *температура размягчения*, т. е. температура, при которой смазка вытечет из стандартной гильзы на 5 мм. Температура каплепадения оценивается по стандарту PN-84/C-04139.

Кроме верхней границы, определяемой температурой каплепадения

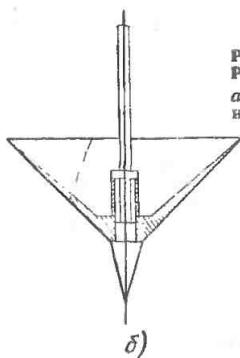
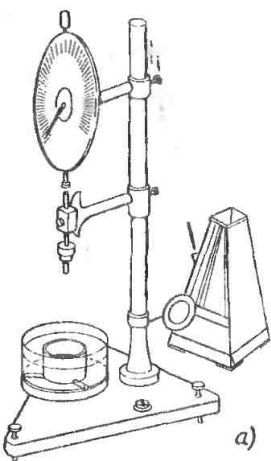


Рис. 2.22. Пенетромтр
Ричардсона:
а — пенетромтр; б — ко-
ну пенетромтра

или размягчения, определяют *термостойкость* смазки, т. е. устанавливают, сохраняет ли пластичная смазка в термостате при определенной температуре приданную ей стандартную форму.

Для смазок с базовым маслом, имеющим небольшую вязкость, возможно частичное испарение дисперсионной фазы (масла) во время хранения или работы. Для таких смазок с помощью аппарата Папока (на тарелках) или в устройстве со стеклянными сосудами определяют *потери на испарение* при определенной температуре. Уменьшение массы при нагревании в струе воздуха считают потерей на испарение. Потери масла при испарении определяются стандартом *BN—64/0536—02*. Кроме испарения при нагревании возможны и другие процессы, приводящие к потерям, особенно при нагревании смазки до высокой температуры. Потери массы при нагревании масла определяются в течение установленного времени. Для некоторых смазок в зависимости от химического состава и структуры отмечается снижение пенетрации при нагревании (обычно при 120 °C в течение 14 ч), что связано с тепловыми изменениями микроструктуры.

Коллоидная стойкость. Пластичная смазка как коллоидная система может выделять жидкую фазу (синерезис). Это явление ухудшает эксплуатацион-

ные свойства смазки, поэтому пластичные смазки должны характеризоваться как можно большей коллоидной устойчивостью. Коллоидная стойкость измеряется количеством масла, которое выделяется из смазки, помещенной в воронку, при определенной температуре в течение заданного времени, из отпрессованной (рис. 2.24) или центрифугированной смазки. Коллоидная стойкость определяется по стандарту *BN—69/0536*.

Механическая стойкость. В процессе эксплуатации пластичная смазка подвергается длительному механическому воздействию, приводящему к разрушению структуры, созданной загустителем. Среди других смазок лучше та, структура которой более устойчива к разрушению. Оценивая эксплуатационные свойства пластичных смазок, надо оценить и их устойчивость к механическим процессам разрушения структуры. В исследованиях измеряют пенетрацию после отпрессовывания. Отпрессовывание смазки производится в цилиндре, в котором движется поршень с отверстиями. При движении поршня через отверстия выдавливается смазка, структура которой в результате этого нарушается. Поршень перемещается вручную или механически. Обычно отпрессовывание производится при температуре 25 °C. Число циклов поршня

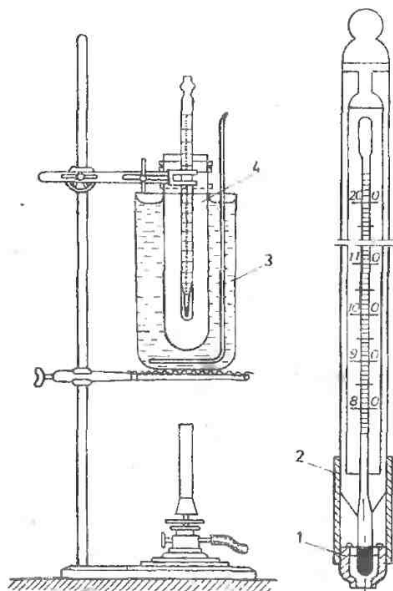


Рис. 2.23. Устройство для определения температуры каплепадения пластичных смазок:

1 — стеклянная насадка; 2 — металлическая трубка; 3 — глицериновая баня; 4 — воздушная баня

достигает 10 тыс., в некоторых случаях 100 тыс. После отпрессовывания измеряют пенетрацию. Разность между пенетрациями до и после отпрессовывания дает представление о механической стойкости смазки. Кроме отпрессовывания для определения механической стойкости применяются устройства, развальцовывающие и раскладывающие смазку на волокна, а также устройства, в которых оценивается смазка подшипников. В последнем случае эксперименты выполняются при разных температурах. Во всех случаях в качестве критерия механической стойкости принимается разность пенетраций до и после эксперимента.

Поглощение воздуха. При смазывании подшипников качения пластичными смазками в них не должно быть слишком много воздуха. В соответствии со стандартом MIL-G-7187 определение поглощаемости воздуха

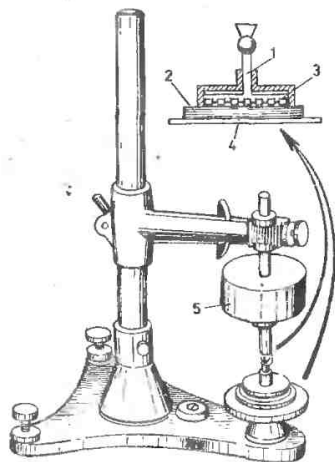


Рис. 2.24. Прибор для определения коллоидной стойкости смазки:

1 — поршень; 2 — бумажные кружки; 3 — пластичная смазка; 4 — стекло; 5 — груз

осуществляется следующим образом: сначала смазка взбивается в высокоскоростной лопастной мешалке (1000 об/мин, 250 г смазки, зазор между лопастями и стенкой мешалки 6,35 мм). Взбитым маслом заполняют пробирку объемом 50 ... 100 см³ для центрифуги (заполнение до верхнего края). Если в смазку попало некоторое количество воздуха, то после центрифугирования уровень смазки в пробирке понизится. Доливая пробирку водой, определяют, какой объем занимал воздух. Хорошая смазка не должна поглощать больше 15% воздуха.

Водостойкость. В некоторых устройствах смазка в подшипниках контактирует с влажным воздухом или непосредственно с водой. Поэтому исследуется поведение смазки при контакте с водой, которая не должна нарушать коллоидную структуру смазки. Одной из форм воздействия воды на смазку являются растворение и вымывание загустителя. Это возможно, если загуститель растворяется в воде, как, например, в случае смазок, загущенных натриевыми мылами жирных кислот. Возможна также эмуль-

гация некоторого объема воды смазкой и образование эмульсии типа «вода в масле» и типа «масло в воде». Обычно определяют изменение пенетрации смазки под действием воды, пророст массы смазки вследствие эмульгирования воды либо уменьшение смазки из-за механического смывания ее водой со смазываемой поверхности. При образовании эмульсии смазки с водой увеличивается объем смазки и она выдавливается из сопряжения, например из подшипника. К смазкам, легко образующим эмульсии типа «вода в масле», относятся алюминиевые, барневые, кальциевые, литиевые, особенно получаемые на базе масла с большой вязкостью.

Количество эмульгированной воды зависит не только от вида смазки, но и от способа контакта смазки и степени смешивания с водой. Для определения водостойкости нет общепринятых методов. Некоторые методы приняты и стандартизированы в США, например, по стандарту *MIL—G—3278 05—1* грамм пластичной смазки помещается на стеклянной палочке и на 10 с погружается в 200 см³ кипящей воды. Водостойкая смазка не должна вызывать помутнения воды, не должно происходить и эмульгирования исследуемой смазки. По стандарту *MIG—G—16908* пластичная смазка помещается в металлическую тарелку диаметром 70 мм и глубиной 38 мм. К смазке добавляется 1 см³ воды и перемешивается миксером с диском диаметром 19 мм и толщиной 6,4 мм, вращающимся с частотой 1200 об/мин. Если через 2 мин смешивания смазка эмульгирует всю воду, добавляется еще 1 см³ воды. Воду перестают добавлять, когда смазка перестанет ее поглощать. Стандарт *MIG—G—16908* предусматривает дополнительный способ. На стальную пластину (76×152×3,2 мм) наносится слой пластичной смазки толщиной 6,4 мм. Пластина со смазкой погружается в сосуд с 900 см³ воды при температуре 25 °С. Вода в сосуде перемешивается двухлопастной мешалкой с углом наклона лопаток 15° с частотой вращения 450 ... 500 об/мин. Хорошая смазка не должна смываться с пластины и образовывать на воде масляной пленки. По стандарту

MIG—G—10924 водостойкость оценивают путем измерения пенетрации смазки после добавления 10 объемных процентов воды. После добавления воды смазка отпрессовывается (100 тыс. циклов). Допускается изменение пенетрации на 70 ед. Исследуется также стойкость смазки к воздействию воды в условиях смазываемого подшипника. По американскому стандарту *ASTM—D—1264/1P215* струя воды температурой 38 или 79 °С направляется на частично открытый подшипник, находящийся в движении. Уменьшение массы смазки спустя определенное время ее работы является мерой водостойкости. В ПНР стандартизированы два метода исследования водостойкости пластичных смазок: *BN—65/0536—15* (соответствует DIN 51807) и *BN—72/0536—16* (соответствует *ASTM—D—1264*).

Влияние воды на защитные свойства смазок, работающих в подшипниках качения, обычно исследуется в аппарате *EMCOR*, в котором шариковые подшипники, заполненные смазкой, поочередно вращаются и находятся в состоянии покоя, контактируя с водой в течение определенного времени (*PN—79/C—4175*). Оценивается также стойкость смазки к проникновению через ее слой, нанесенный на плоскую поверхность, водяного пара (рис. 2.25). Пары воды, находящейся в сосуде 4, проходят через металлическую пластину 3 с отверстиями, заполненными смазкой. Над пластиной находится сосуд с веществом, поглощающим влагу, подвешенный на пружине 1, деформации которой наблюдают через линзу 5 микроскопа. Весь сосуд герметично закрыт, в верхней его части влаги нет (за исключением той, которая попала туда через слой смазки).

Коррозионное действие. Пластичные смазки могут содержать химически агрессивные вещества. Это могут быть продукты окисления, особенно дисперсионной фазы (масла) или кислоты и щелочи, остающиеся после технологического процесса. Обычно проводятся качественные исследования коррозионного воздействия на полированные пластины металла, погруженные в смазку. Чаще всего используются пластины из меди, но могут

быть пластины из стали и других металлов. Исследования проводятся при повышенной температуре (100 °С), пластины в смазке нагревают в течение нескольких часов (от 3 до 24). Если на полированной поверхности пластины появляется коррозионный налет или она темнеет, то смазочный материал к эксплуатации не допускается. В Польше для оценки антикоррозионных свойств применяют тестовые методы исследования в подшипниках качения в динамических условиях (по PN-79/C-04175). Коррозионное действие устанавливается по PN-56/C-04093.

Защитное действие и антифрикционные смазки должны защищать смазываемую поверхность от воздействия агрессивных компонентов среды. Особенно важна защита от коррозии. Оценка коррозионной стойкости проводится на металлических пластинах или стержнях, покрытых смазкой и погруженных в морскую или пресную воду. Стандартная морская вода содержит 11 г $MgCl_2$, 1,2 г $CaCl_2$, 4 г Na_2SO_4 и 25 г $NaCl$ на 1 л воды. Проводятся также динамические испытания с использованием заполненных смазкой подшипников. Защитную способность смазки определяют взвешиванием подшипника до и после эксперимента. После динамических испытаний подшипник можно поместить в камеру с относительной влажностью более 90 % и оценить степень его корроирования. После испытаний в камере проверяют работоспособность подшипника. Продолжительность испытаний в камере 28 суток.

Химическая стойкость — это устойчивость к изменению химического состава смазки под воздействием разных реагентов (кислот, щелочей, кислорода, воздуха и т. п.). Обычно в справочниках, стандартах и т. п. это понятие сводится к стойкости к окислению. Оно имеет большое значение при складировании смазочных материалов. В некоторых устройствах смазочный материал должен работать несколько лет, и в нем не должны накапливаться агрессивные продукты окисления, ухудшающие стабильность коллоидной структуры и связанных с ней эксплуатационных свойств.

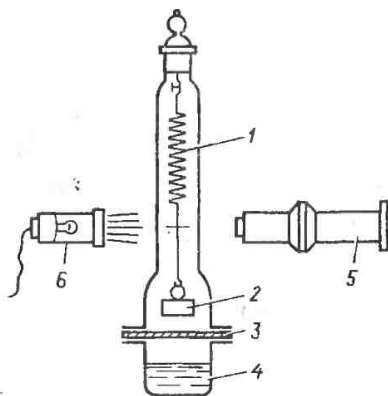


Рис. 2.25. Схема устройства для определения проницаемости водяного пара через слой смазки:

1 — пружина; 2 — емкость с гигроскопичным веществом; 3 — пластина с отверстием, заполненная смазкой; 4 — сосуд с водой; 5 — линза микроскопа; 6 — лампа

В смазке прежде всего окисляется дисперсионная фаза — масло. Минеральные масла более податливы к окислению, чем синтетические, применяемые для производства смазок. Окисляться могут алкильные радикалы мыл, особенно если они получены из ненасыщенных кислот, а также углеводородные загустители. В результате окисления могут образовываться агрессивные низкомолекулярные органические кислоты. В узлах трения процесс окисления катализируется металлической поверхностью, особенно при наличии цветных металлов. Такое каталитическое действие оказывают мыла загустителя. Ускорение окисления происходит при увеличении температуры и замене воздуха кислородом. Ускорение процесса окисления имеет большое значение в методическом и технико-экономическом планах, так как целесообразно, чтобы оценка была проведена довольно быстро.

Для оценки применяются разные методы. Одни очень простые, заключающиеся в том, что после длительного хранения смазки в стеклянной посуде смотрят, не появилась ли на ее поверхности корочка, свидетельствующая

о прошедших химических изменениях. При других методах оценки слой смазки наносится на стеклянную или металлическую пластину и спустя некоторое время анализируется содержание кислот в смазке. Широко распространен метод окисления смазки кислородом в манометрической бомбе. В этом случае в качестве катализатора используются кусочки металла (опилки, стружка, пластинки). Окисление происходит при повышенной температуре (70 ... 120 °C) в течение нескольких десятков часов. Температура и продолжительность окисления четко определены в стандартах разных стран. В окислительной камере может быть установлена кварцевая лампа для ускорения процесса окисления путем воздействия ультрафиолетовым излучением. Кроме окисления в статических условиях применяется окисление в динамических условиях. Например, для того, чтобы смазка, на которую действует кислород, находилась в движении, окислительную камеру можно оборудовать поршнем с отверстиями, через которые протекает смазка. Таким образом будет достигнуто объемное воздействие кислорода на смазку. Наиболее близким к условиям эксплуатации является исследование устойчивости смазки к окислению в работающих подшипниках, наполненных смазкой. Возможны различные способы такого рода исследований.

В качестве критериев оценки стойкости смазки к окислению принимают падение давления кислорода в бомбе, период индукции, накопление продуктов окисления, выражаемое увеличением кислотного числа или величиной пиков давлений и значениями экстинкции спектров в инфракрасном диапазоне. Критериями могут служить изменения свойств смазки, к которым приводит окисление. Значительного увеличения стойкости к окислению можно достигнуть путем введения в смазку ингибиторов окисления.

Микробиологическая стойкость. Некоторые компоненты пластичных смазок могут быть пищей для бактерий, развитие которых приводит к частичному разрушению или изменениям в коллоидной структуре смазки. Ми-

кробиологической стойкости смазки исследуют на тонких пленках, нанесенных на металлические или стеклянные пластины. Для измерения применяют пятнуровневую шкалу, нулевой уровень которой указывает на отсутствие бактерий, а пять баллов — на полное покрытие всей поверхности бактериями. Для предупреждения вредного действия бактерий в некоторые смазки в качестве биоцидов вводят соли бензойной кислоты, салицилового фенола и их производные, а также металлические соединения ртути и олова. Бактерицидными свойствами обладают также некоторые ингибиторы окисления и коррозии.

Радиационная стойкость. Она имеет большое значение, если смазка в устройстве подвержена действию γ -излучения, α - и β -частиц, а также потоков свободных электронов, протонов или нейтронов. Стойкие к излучению смазки должны применяться на атомных предприятиях и в ядерных реакторах. Могут они использоваться в некоторых видах военной техники. Высокоэнергетическое действие излучения или бомбардирование частицами высокой энергии приводит к разрушению связей между агрегатами загустителя, разрушению волокон, коллоидной структуры и связанным с этим отрицательным изменениям свойств. В результате радиолиза образуются свободные радикалы, вырываемые ингибиторами окисления, а это вызывает интенсивное снижение концентрации ингибитора.

Радиоактивность приводит к активизации процессов окисления и полимеризации. В результате полимеризации растет вязкость масла и уменьшается пенетрация смазки. В начальной фазе облучения пенетрация возрастает в результате отрицательного его воздействия на скелет загустителя. После длительного воздействия излучения пенетрация уменьшается из-за изменений в масле, приводящих к увеличению его вязкости. При продолжительном воздействии и больших дозах излучения пластичная смазка твердеет. Установлено, что изменения свойств пластичных смазок начинаются при дозе, превышающей $5 \cdot 10^6$ рад. Например, для смазки, полученной из

минерального масла и гущенной натурным мылом, при дозе излучения $1,8 \cdot 10^9$ рад температура каплепадения снижается с 245 до 175 °С. Отверждение происходит при более высоких дозах. Исследования показали, что в результате расплавления и последующей кристаллизации происходит восстановление структуры смазки, величина пентрации становится такой же, как и до облучения.

Стойкость к облучению исследуют в статических условиях в ядерных реакторах или в лабораторных условиях с источником излучения, например, радиоактивным кобальтом. Высокую радиационную стойкость имеют пластичные смазки, в которых в качестве дисперсионной фазы используются ароматические масла, имеющие кольцевую структуру. Хорошей радиоактивной стойкостью обладают полифениловые и силиконовые масла.

Химический состав. Для контроля за правильностью осуществления технологического процесса и идентификации пластичных смазок определяют их химический состав. Чаще всего устанавливают содержание минерального масла, жирных кислот, суммарное содержание мыл, количество мыл, растворимых в воде. Кроме того, контролируются суммы свободных органических кислот, свободных щелочей, жиров, глицерина, механических примесей, наполнителей, царапающих загрязнений, а также коксовый остаток и содержание воды. При необходимости проводятся другие исследования.

2.5.3. Компоненты, используемые для получения пластичных смазок

Исходя из определения, что пластичная смазка — это загущенное масло, можно было бы предположить, что это двухкомпонентная система масло — загуститель. Но в ее состав входит также большое количество веществ, называемых «третьим компонентом», например:

вещества, оставшиеся от технологического процесса (неомыленные жиры, избыточные жирные кислоты, не-

нейтрализованные щелочи, глицерин, вода);

вещества, добавляемые для улучшения свойств смазки (присадки и ингибиторы, активные наполнители, пассивные наполнители, модификаторы структуры, красители и ароматизаторы).

Все эти вещества в той или иной степени влияют на свойства пластичных смазок. С точки зрения коллоидной химии наибольшее значение имеют дисперсионная фаза (масло) и дисперсная фаза (загуститель).

Дисперсионная фаза (масло). Масло является основным компонентом смазки (70 ... 95 %). Только при углеводородных загустителях и загустителях с небольшой загущающей способностью доля масла может быть меньше (до 50 %). Абсолютное большинство пластичных смазок изготовлены на минеральных маслах. Синтетические и некоторые растительные масла (например, касторовое масло) применяются редко и только для специальных смазок. Среди минеральных масел нет специальных, предназначенных для производства смазок. Применяются масла различной вязкости: 10 ... 5000 мм²/с при 20 °С и 5 ... 120 мм²/с при 50 °С. Однако основой большинства смазок являются масла с малой и средней вязкостью. С помощью масел большой вязкости образуют пластичные смазки с большой прочностью смазывающего слоя, но они плохо сохраняются при низких температурах.

Большое значение имеет высокий коэффициент вязкости масла. Поэтому все чаще для изготовления смазки применяются селективно очищенные масла. Однако значительное количество смазок производится из масел после кислотной очистки и даже из нерафинированных масел. Последние применяются для изготовления низкосортных смазок.

Удаляемые при очистке масла битумно-смолистые соединения по-разному влияют на свойства смазки в зависимости от применяемого загустителя. При церезиновых загустителях битумно-смолистые соединения способствуют образованию плотной структуры, особенно при низкой тем-

пературе. Поэтому дистилляты позволяют получить смазки с меньшей пенетрацией, чем высокоочищенные масла. При загущении масла мылами влияющие битумно-смолистые соединений в значительной степени нивелируется.

С температурой застывания масла связаны свойства пластичных смазок при низких температурах. Если при охлаждении смазки температура опустится ниже точки застывания масла или дисперсионная фаза потеряет текучесть, то смазка твердеет и резко снижается ее пенетрация. Поэтому применяются масла с небольшой вязкостью, имеющие низкую температуру застывания. Улучшить свойства смазок при низкой температуре можно путем введения в масло присадок, снижающих температуру застывания, т. е. предупреждающих образование дополнительной, увеличивающей жесткость, структуры из компонентов масла. Однако эффективность введения этих присадок различна в зависимости от вида применяемого загустителя.

Среди выпускаемых промышленностью масел для получения пластичных смазок чаще всего используются веретенное и трансформаторное. Синтетические масла применяются редко, и только незначительная часть пластичных смазок производится путем загущения синтетических масел. Такие смазки применяются в том случае, если смазки на минеральных маслах не обеспечивают эффективное смазывание. Например, силиконовые масла (полиметилсилоксаны и полиэтилфенилсилоксаны) благодаря особо малому изменению вязкости в широком диапазоне температур, большой тепловой стойкости, стойкости к окислению и старению, применяются в специальных смазках с широким диапазоном рабочих температур. В некоторых странах для производства пластичных смазок применяются полиалкиленгликолевые масла. По сравнению с минеральными маслами у них меньше испаряемость, выше индекс вязкости, они труднее загораются и не оказывают вредного воздействия на резиновые детали. Несколькими худшими свойствами обладают смазки из масел, изготовленных на основе сложных эфиров.

Из-за большой полярности масла эти смазки обладают хорошими адгезионными свойствами, лучшими, чем у минеральных масел, индексами вязкости, но оказывают вредное воздействие на резину, а в контакте с водой сложные эфиры частично гидролизуют.

Для смазок с высокой стойкостью к тепловому воздействию, окислению и старению применяются полифениловые масла. В промышленности такие масла используются в качестве теплоносителей. В пластичных смазках с соответствующим подобранным загустителем они особенно теплоустойчивы. Они могут долго работать в кислородной среде без серьезных изменений. Особенно устойчивы к действию кислородной среды и агрессивных химических веществ фторированные, хлорированные и фторохлорированные масла. Область их применения сравнительно узка, но в условиях сильно окисляющей атмосферы они незаменимы. Эти масла не горят, и при соответствующих загустителях не горят сделанные из них смазки.

Дисперсная фаза (загуститель). Загуститель — это вещество, создающее в смазке пространственный скелет и коллоидную структуру. В масло он добавляется в количестве 5—25%. Чаще всего в качестве загустителя при производстве смазок применяются мыла. Мыла — это соли жирных кислот и металлов. Для загущения масла используются кальциевые, натриевые, литневые, калиевые, бариевые, алюминийевые и свинцовые соли. Катоды других металлов в мылах для производства смазок встречаются очень редко. Вид катиона мыла определяет вид образуемой структуры и, следовательно, эксплуатационные свойства смазки. Поэтому различают кальциевые, натриевые, алюминийевые и прочие смазки. Вид аниона мыла оказывает значительно меньшее влияние, чем вид катиона. Наибольший эффект достигается при использовании кислот с определенной длиной молекулы. Наиболее подходящими для получения мыл кислотами являются жирные кислоты, содержащие 14—18 атомов углерода (натуральные и синтетические). Применяются кислоты, содержащие углерод от C_{11} до C_{18} , например, лау-

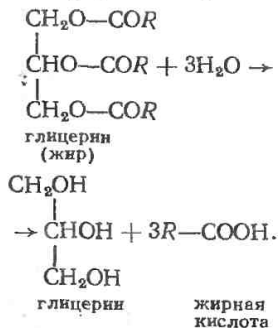
риновая $C_{11}H_{23}COOH$, мирстиновая $C_{13}H_{27}COOH$, пальмитиновая $C_{16}H_{31}COOH$ и стеариновая $C_{17}H_{35}COOH$ кислоты. Кроме насыщенных кислот применяются ненасыщенные кислоты: олеиновая $C_{17}H_{33}COOH$ с одной двойной связью, линолевая $C_{17}H_{31}COOH$ с двумя двойными связями и линоленовая $C_{17}H_{29}COOH$ с тремя двойными связями. На свойства смазки влияет степень насыщения кислоты. Ненасыщенные кислоты образуют смазки с меньшей температурой каплепадения и пенетрацией, чем насыщенные кислоты. Кроме того, они образуют более волокнистые смазки.

Для низкосортных смазок вместо жирных кислот применяется канн-фоль. При омылении образуются соли абietиновой кислоты, которые дают загущающий эффект. Целесообразно изыскивать способы для увеличения загущающей способности смеси жирных кислот по сравнению с загущающей способностью каждой кислоты в отдельности. Например, предел текучести кальциевых и литневых смазок, полученных на смеси жирных кислот, в 2—3 раза выше предела текучести смазок, полученных на одной какой-нибудь кислоте.

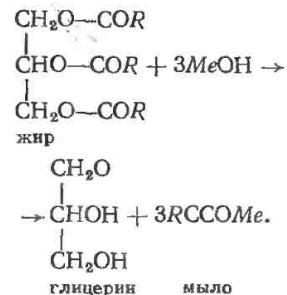
В промышленных процессах производства смазки в основном применяются смеси жирных кислот, получаемые из натурального сырья (растительные и животные жиры) и из продуктов химического синтеза. Среди отдельно применяемых кислот наиболее часто используется 12-оксистеариновая кислота. Она применяется в основном для производства литневых и безводных кальциевых смазок. Сырьем для ее производства служит касторовое масло, содержащее до 85 % рицинолеиновой кислоты (12-оксиолеиновой кислоты) в виде триглицеридов. Из этой ненасыщенной кислоты после гидрирования и присоединения к двойной связи водорода образуется 12-оксистеариновая кислота. Гидрирование происходит в присутствии никелевого катализатора при температуре 150...170 °C и давлении 0,8...2,5 МПа.

В промышленном производстве смазок в качестве источника жирных кислот используются жиры, хотя

в них имеется острая потребность как в продукте питания. Жиры — это триглицериды жирных кислот (эфиры). Их гидролиз приводит к распаду эфира на жирную кислоту и глицерин:



Эфир может распадаться под действием щелочи. В этом случае образуются мыло (соль) данной жирной кислоты и глицерин:



Данные реакции могут быть реализованы прямо в масле (*in situ*), которое подвергается загущению. В этом случае на растворенный в масле жир действует щелочь данного металла. Для ускорения реакции омыления процесс осуществляют в автоклаве при повышенной температуре и зачастую при повышенном давлении.

Для производства смазок используют жиры разного происхождения. (Животные жиры используют редко из-за их высокой стоимости, использования в питании человека и в мыловаренной промышленности). Для производства смазок используются старые или нестандартные животные жиры. Из-за того, что для них харак-

тер несприятный запах, в готовую смазку добавляются дешевые ароматизаторы. Жиры растительного происхождения — масла, получаемые из семян масличных культур. Из-за наличия двойных связей в молекуле эти жиры имеют жидкую консистенцию. Присоединение водорода к двойным связям превращает масло в твердое тело. Для производства смазок применяются следующие растительные масла: рапсовое, конопляное, касторовое, а в некоторых странах — хлопковое, кукурузное, пальмовое и кокосовое, а также продукты их гидрирования в качестве твердых жиров. До недавнего времени достаточно широкое применение находили жиры и воски, получаемые из жира морских животных (китов, кашалотов): ворвань, спермацетовое масло.

Животные и растительные жиры можно перерабатывать в жирные кислоты расщеплением водяным паром при температуре 220 ... 250 °C и давлении 2,5 ... 6,0 МПа. Полученные кислоты очищаются перегонкой, а затем посредством кристаллизации разделяются на твердые (стеариновая) и жидкие (олеиновая).

Широко производятся синтетические жирные кислоты из парафина и петролатума (побочный продукт процесса обеспарафинирования смазочных масел). Полученные кислоты разделяют по их свойствам. Синтетические кислоты, для производства которых не тратятся дефицитные натуральные жиры, используются для разных промышленных целей, в том числе при изготовлении пластичных смазок. Нафтеновые кислоты, соли абиетиновой кислоты, полученные из канифоли, и производные кислот из таллиевого масла (побочный продукт производства целлюлозы сульфатным методом) применяются для производства загустителей низкосортных смазок.

Из жирных кислот мыла получают с помощью окисей или гидрооксидов металлов: $\text{LiOH} \cdot \text{H}_2\text{O}$, NaOH , KOH , CaO , $\text{Ca}(\text{OH})_2$, $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$, $\text{Al}(\text{OH})_3$. Алюминиевые мыла получают с помощью комплексных алюминиевых солей $\text{K}[\text{Al}(\text{SO}_4)_2] \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ или $[\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot \text{K}_2\text{SO}_4] \cdot 24\text{H}_2\text{O}$. Однако ча-

ще применяется испропанол алюминия $\text{Al}(\text{OC}_3\text{H}_7)_3$.

Загущаемые мылами смазки являются наиболее распространенной группой смазок. Их производство во всем мире составляет около 96% общего производства смазок. В США около половины загущенных мылами смазок производится из стеариновой и 12-окси-стеариновой жирных кислот. Остальные загущаемые мылами смазки изготавливаются на базе натуральных жирных кислот (60% — жир животного происхождения, 25% — жир морских животных и рыб, 10 ... 15% — из растительных масел). В СССР загущаемые мылами смазки получают с применением синтетических жирных кислот — 65%, растительных жиров — 20%, жиров морских животных и рыб — 5%, стеариновой и 12-окси-стеариновой кислот — до 10%.

Отдельную группу загустителей, применяемых в основном для изготовления защитных смазок, образуют некристаллические или слабокристаллические твердые углеводороды: парафин, церезин, озокерит и натуральные воски, например монтановый воск, получаемый из экстракции бурого угля, и торфяной воск из экстракции торфа растворителями. Состоящие из *n*-алканов парафины, находящиеся во фракциях нефти, хорошо кристаллизуются и образуют правильные кристаллы. Они не годятся для загущения масел. По мере увеличения температуры кипения олеиновых фракций в них уменьшается содержание *n*-алканов и растет содержание нафтенов и ароматических соединений с боковыми алкильными цепями (часто разветвленными), а также изопарафинов с длинной цепью. Эти углеводороды в результате несимметричного строения молекул плохо кристаллизуются, и их можно применять в качестве загустителей. Из тяжелых фракций нефти эти углеводороды получают испарением на селективных испарителях. В результате получают петролатум. Он содержит более 80% парафинонафтеновых углеводородов с разветвленным строением и до 10% алкилароматических углеводородов. После обезмасливания петролатума получают церезин нефтяного происхождения.

иния. Церезин можно получить также из озокерита (ископаемого воска; пласти его довольно редки).

Твердые углеводороды и воски обладают сравнительно слабой загущающей способностью, и для более сильного загущения их приходится добавлять в масло в значительном количестве (20 ... 30 %). Применяются также смазки жидкой консистенции с небольшим количеством загустителя (например, ружейная смазка). При несколько большем количестве загустителя можно получить полужидкую консистенцию смазки. Масла, сильно загущенные соответствующим количеством твердых углеводородов, образуют вазелин. Если масло и вазелин были тщательно рафинированы, то получается аптечный вазелин, в противном случае технический. Первый вид вазелина применяется для косметических целей, второй — главным образом в качестве смазки, защищающей поверхность металла от коррозии, и в некоторых случаях как антифрикционная смазка. Загущение масла не кристаллическим парафином или церезином для получения вазелина применяется редко. Чаще всего вазелин получают из безасфальтовой нефти, содержащей большое количество некристаллического парафина и церезина. После отгонки из нефти бензина, керосина и легких масел она подвергается очистке серной кислотой, в результате чего получается технический вазелин. (Последующей очисткой можно получить аптечный вазелин). Вазелины характеризуются низкой температурой каплепадения (30 ... 40 °C). Несколько выше температура каплепадения вазелина, загущенного церезином. Повышения температуры каплепадения можно достигнуть незначительной добавкой мыла.

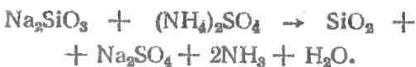
Загущенные углеводородами смазки не расслаиваются, стойки к действию воды и окисляющему действию воздуха. После расплавления и охлаждения они сохраняют структуру пластичной смазки, как и некоторые смазки, загущенные мылами.

Группу так называемых неорганических загустителей образуют кремнезем SiO_2 и разного рода каолины. Чтобы они могли выполнять роль

загустителя, они должны быть тщательно размельчены, иметь большую удельную поверхность и обладать гидрофобными свойствами. Кремнезем используется в виде кремнеземного желе с измельчением 5 ... 50 мкм и удельной поверхностью 150 ... 1000 м²/г. Высокая степень измельчения кремнезема достигается в химических процессах, например в процессе высокотемпературного гидролиза четыреххлористого кремния водой, образующейся в результате следующей химической реакции:



В СССР применяется процесс осаждения SiO_2 при действии сульфата аммония на водный раствор кремнекислого натрия:



Кроме высокой степени измельчения необходимо преобразование гидрофильной поверхности кремнеземного желе в гидрофобную (олеофильную), которая делает возможным образование устойчивых взвесей в масляной среде. Для этой цели чаще всего поверхность обрабатывают бутиловым спиртом. Для обработки можно использовать и другие спирты, кетоны, полнамиды и их соли, амиды и кремнийорганические соединения. После поверхностной обработки соединениями, содержащими серу, фосфор и азот, поверхность силикагелевого загустителя приобретает способность противодействовать затиранию смазываемых деталей. К сожалению, этот слой в процессе трения постепенно удаляется с поверхности.

Среди каолинов наибольшее значение в качестве загустителей имеют бентониты. В их состав в основном входят минералы группы монтмориллонитов и бейделлитов. Они характеризуются слоистым строением кристаллической решетки, обладают способностью обменивать катионы, что используется для олеофилизации обработкой. Меньшее значение имеют каолинит и вермикулит. Поверхность немодифицированных каолинов, как

и поверхность кремнеземного желе, обладает олеофобным характером. Для гидрофобизации применяются в основном аммонийные соли с длинными алкильными или алкилоарильными радикалами (C_{12} до C_{20}), например диметило-алкило-бензило-аммониевые хлориды или бромиды, а также арсовиевые, фосфониевые и сульфониевые соединения с длинными радикалами. К неорганическим загустителям относятся и графит: натуральный или синтетический. Его размалывают в шаровой мельнице, подвергают олеофилизации, а затем используют для загущения. В масло добавляется около 10 % графитового загустителя.

В качестве загустителей используют также «органические загустители». К ним прежде всего относятся органические пигменты и вещества типа полимеров. Название «органические» для этих загустителей не самое удачное, потому что мыла и углеводороды — это тоже органические соединения, но к органическим загустителям они не относятся. Тем не менее такое название принято в технической литературе.

Очень прочные смазки можно получить путем загущения масла органическими пигментами (нерастворимыми в воде красителями). Пигменты, применяемые для загущения масел, характеризуются большой тепловый и химической стойкостью, а при сильном размельчении — способностью к образованию пространственного скелета в смазывающих жидкостях. К пигментам такого типа относятся фталоцианины, характерным элементом строения которых является 4-бензо-4-азопорфири, или фталоцианин. Фталоцианиновые пигменты могут содержать в молекуле координационно соединенный атом металла, и в этом случае они называются металлческими фталоцианинами. Кроме того, существуют безметаллические фталоцианины. Металлические и безметаллические фталоцианины используются в качестве загустителей. Следующий вид пигментов — это кубовые индантреиновые красители ($C_{28}H_{14}N_2O_4$) из группы антрахиновых красителей и изовиалантронные красители (рис. 2.26).

Все большее значение приобретают загустители типа полимеров: полиолефины; полиолефины, содержащие фтор, хлор и оба эти элемента одновременно; производные карбамида. Последние хорошо диспергируются в минеральных и синтетических маслах, они олеофильны, стойки к окислению и могут быть получены в процессе реакции, протекающей в загущаемом масле (*in situ*). Чаще в качестве загустителей применяются поликарбамид, поликарбамидоуретан и поликарбамидоамид. Поликарбамид получается при реакции моно- или двухизоцианатов и моно- или полиаминов. Синтез поликарбамидуретана происходит при реакции моно- или двухизоцианатов, моно- или полиаминов и моно- или полиспиртов. Поликарбамидамиды образуются в результате реакций азоцианатов, аминов и карбоновой кислоты. Поликарбамидные загустители позволяют получить смазки с очень прочной структурой, эксплуатируемые длительное время.

Отходы после технологического процесса. При проведении реакции образования загустителя в масляной среде остаются побочные продукты реакции или вещества, введенные в избытке либо не вступившие в реакцию. Это происходит прежде всего при изготовлении смазок, загущаемых мылами. При нейтрализации жирных кислот щелочами как побочный продукт образуется вода. Если мыло получают путем омыления жиров, то в масле вместе с мылом остается глицерин. Если в масле имеется избыток щелочи, то она остается в смазке в виде свободной щелочи. При недостатке щелочи в смазке остается свободная не нейтрализованная жирная кислота. Присутствие этих компонентов в смазке может привести к изменению ее свойств.

Наибольшее значение имеет присутствие воды. В кальциевых смазках она является стабилизатором созданной структуры. Ее наличие приводит к скручиванию волокон мыла и образованию переплетений, что делает скелет структуры прочнее. Поэтому в кальциевых смазках наличие нескольких процентов воды считается

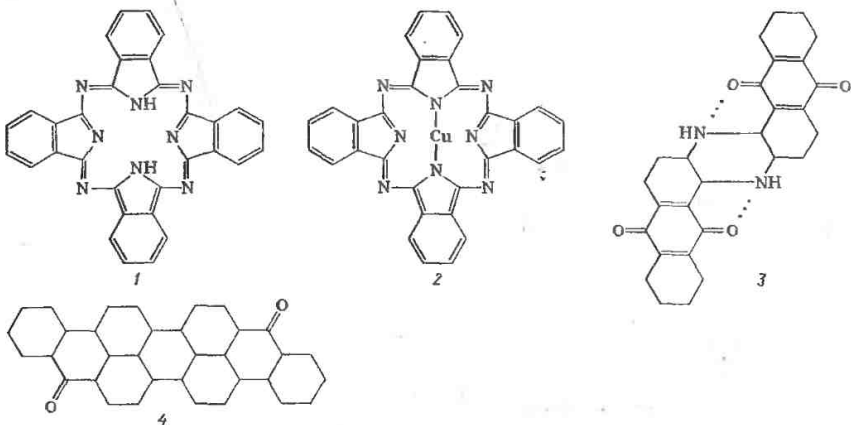


Рис. 2.26. Химическое строение органических пигментов: 1 — неметаллический фталоцианин; 2 — фталоцианин меди; 3 — индантрен; 4 — изо-виолантрон

допустимым и даже желательным. При обезвоживании отмечается исчезновение волокон. В натриевых смазках из-за растворимости натриевых мыл в воде количество воды не должно превышать нескольких десятых процента. Вода изменяет смачиваемость волокон мыл маслом, а также приводит к образованию кристаллогидратов мыл и водородных связей, упрочняющих структуру. В некоторых видах смазок стабилизирующее действие воды начинается при наличии в системе в количестве долей процента, а в некоторых — ее наличие недопустимо (например, в алюминиевых смазках), так как может привести к разрушению структуры.

Глицерин, возникающий при омылении жиров, также стабилизирующе действует на структуру за счет увеличения длины возникающих волокон мыл. Свободные жирные кислоты, остающиеся при неполном омылении (даже десятые доли процента), приводят к образованию мыльно-кислотных комплексов. Обычно это приводит к размягчению структуры мыл и изменению пенетрации смазки. Свободные избыточные щелочи даже в очень небольшом количестве (десятая доля процента) отрицательно влияют на свойства смазки, увеличивая склонность к синерезису.

Присадки и ингибиторы. Задача присадок и ингибиторов — улучшение свойств пластичных смазок. Набор вводимых в смазку присадок зависит от вида смазки и условий ее работы в смазываемом устройстве. Чаще всего вводятся противоизносные, противокислительные и антикоррозионные присадки. (Присадки, выполняющие другие функции, вводятся только при необходимости).

Так как диспергированные в масле мыла катализируют процесс окисления, необходимо введение в смазку противокислительных присадок. Как правило, в пластичных смазках используются те же или аналогичные присадки, которые вводятся, например, в индустриальное масло. В частности, из группы ароматических аминов применяются дифениламин, фенотиазин, феил- α -нафтиламин, p -оксидифениламин, α -нафтиламин. Используются также различные соединения из группы фенолов и нафтолов β . Кроме того, применяются амидоамиды изостеариновой кислоты и дитиокарбонаты металлов, а также ряд других соединений.

Противоизносные и противозадирные присадки, вводимые в пластичные смазки, не отличаются от присадок в смазочных маслах. Это тоже соединения, содержащие серу, фосфор и

хлор. Применяются также различные сульфитированные смеси, дисульфиды, ксаитогенаты, дитиокарбонаты, соединения, включающие хлор, диалкилтиофосфаты металлов, трифенило- и трикрезилофосфаты, производные тиокарбамида и т. п.

В качестве антикоррозионных присадок в смазку вводятся амины, амиды, имиды, сульфонаты и алкилсалицилаты кальция и бария, соли нафтеновых и сульфоновых кислот, окисленные и нитрованные петролатум и церезин, производные бензотриазола и меркаптанобензотриазола, ланолина, диалкилдитиофосфата и т. д. Иногда применяются присадки, увеличивающие адгезию смазки к металлическому основанию (полимеры, латексы и т. п.).

Наполнители. Их можно разделить на активные и неактивные. *Активные наполнители* — это вводимые в пластичную смазку вещества, которые принимают активное участие в процессе смазывания. *Неактивные наполнители* не принимают активного участия в процессе смазывания и добавляются в смазку для увеличения ее массы. Иногда их называют утяжелителями.

В качестве активных наполнителей применяются твердые смазки в виде порошков: графит, дисульфид молибдена, дисульфид вольфрама. Применяются также размолотые тефлон и полиамиды. Графит, дисульфид молибдена и дисульфид вольфрама улучшают противозносные свойства смазки и увеличивают нагрузку заедания. Тефлон, кроме этого, увеличивает время работы сопряжения без дополнительного смазывания. Он обладает способностью образовывать на смазываемых поверхностях «полимера трения», который даже при отсутствии смазки не допускает заедания.

2.5.4. Классификация пластичных смазок

Пластичные смазки можно классифицировать по виду дисперсионной фазы:

смазки, получаемые загущением ми-

неральных масел: из парафиновой нефти; из безпарафиновой нефти; смазки, получаемые загущением синтетических масел: силиконовых; полиалкиленгликолевых; сложных эфирных; фторированных; полифениловых.

По виду дисперсной фазы (загустителя):

смазки, загущенные мылами металлов: конвенционными (Ca, Na, Li, Al, Ba, Pb), смешанными (Ca—Na, Ca—Li), комплексными (C, Al);

смазки, загущенные другими загустителями: твердыми углеводородами (парафинами и церезинами), органическими (пигментные или карбамидные); неорганическими (кремнеземные или бейтозитовые).

По назначению для подшипников качения; для подшипников скольжения; для передач; канатная смазка и т. д.

По особым свойствам: термостойкие; стойкие к высокому давлению; негорючие и т. д.

Большим неудобством является отсутствие общепринятых систем названий пластичных смазок и систем классификации. Единственной общепризнанной классификацией является классификация, разработанная *NLGI (National Lubricating Grease Institute)*, разделяющая смазки по консистенции. Очень похожая классификация принята Польским комитетом стандартов (табл. 2.58). Между этими классификациями имеется небольшое различие в значениях пенетрации. В 1986 г ИСО представила проект стандарта классификации пластичных смазок, в котором учтены условия работы смазки (температура, нагрузка), защита от коррозии и классы консистенции. В этой классификации приняты следующие обозначения: *L* — смазочный материал (*lubricant*) означает, что стандарт относится к смазочному материалу;

X — стандарт относится к пластичной смазке.

Символ 1 — относится к смазкам, предназначенным для работы при низких температурах;

символ 2 — относится к смазкам, предназначенным для работы при повышенных температурах;

2.58. Деление пластичных смазок на классы по консистенции (пенетрация при температуре 25 °С после отпрессовывания)

Класс консистенция	По NLGI	По PN — 85/С — 04095
000	445—475	440—480
00	400—430	395—435
0	355—385	350—390
1	310—340	305—345
2	265—295	260—300
3	220—250	215—255
4	175—205	170—210
5	130—160	125—165
6	85—115	80—120

2.59. Антикоррозионные свойства пластичных смазок в воде (по проекту классификации ИСО)

Среда	Антикоррозионные свойства	Символ 3
L	L	A
L	M	B
L	M	C
M	L	D
M	M	E
M	H	F
H	L	G
H	M	H
H	H	I

символ 3 — показывает, что смазка предназначена для защиты от коррозии (табл. 2.59);

символ 4 — означает, что смазка способна передавать повышенную нагрузку в соответствии с консистенцией по NLGI (см. табл. 2.58).

Классификация по проекту стандарта ИСО 6743/86 приведена в табл. 2.60. При этом учитываются

данные табл. 2.59, в которой в первом столбце «среда» — приведены условия: L — отсутствие влажности, M — постоянная влажность, H — доступ воды.

Во втором столбце «антикоррозионные свойства» — даны условия:

L — отсутствие антикоррозионных свойств, M — антикоррозионные свойства в среде дистиллированной воды, H — антикоррозионные свойства в присутствии синтетической морской воды.

Пользуясь табл. 2.59—2.60, дадим обозначение смазке, предназначенной для работы в следующих условиях: минимальная рабочая температура — 20 °С; максимальная рабочая температура +160 °С; доступ воды, не требуется антикоррозионная защита, прикладывается большая нагрузка, класс консистенции 00. В результате получаем такое обозначение: ISO = L = X = BEGB 00.

2.5.5. Характеристики пластичных смазок

Пластичные смазки выпускаются в широком ассортименте, с разными свойствами и ценой. Разнообразие ассортимента определяется разнородностью сырья (масла, загустителей, присадок, наполнителей), технологии производства и разнородностью требований к свойствам смазок для разных устройств, работающих в разных условиях. Свойства разных групп смазок приведены в табл. 2.61.

Кальциевые смазки. Эти смазки являются первым видом производимых в мире пластичных смазок. До недавнего времени их производство составляло 3/4 общего производства пластичных смазок. В настоящее время из-за появления новых видов смазок с более широким диапазоном рабочих температур и с более высокими эксплуатационными свойствами их значение уменьшилось. В Польше производство кальциевых смазок составляет около 40 % общего производства смазок. В США, ФРГ, Франции их производство составляет около 20 %. В Польше кальциевые смазки называют тавотами, в СССР — солидолами.

2.60. Классификация пластичных смазок L—X по проекту стандарта ИСО 6743/86 в соответствии с условиями работы

Температура работы смазок				Водостойкость	Символ 3	Способность передавать повышенную нагрузку	Символ 4	Консистенция
°C	Символ 1	°C	Символ 2					
Св. 0	A	До 60	A	Способность защищать от коррозии (см. табл. 2.59)	A B C D E F G	Символ A принят для смазок, от которых не требуются свойства EP	A B	Класс консистенции смазки по NLGI (см. табл. 2.58)
		» 90	B					
		» 120	C					
		» 140	D					
		» 160	E					
		» 180	F					
		Св. 180	G					
Св. 20	B	До 60	A	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B C D E F G	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B	Класс консистенции смазки по NLGI (см. табл. 2.58)
		» 90	B					
		» 120	C					
		» 140	D					
		» 160	E					
		» 180	F					
		Св. 180	G					
Св. 30	B	До 60	A	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B C D E F G	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B	Класс консистенции смазки по NLGI (см. табл. 2.58)
		» 90	B					
		» 120	C					
		» 140	D					
		» 160	E					
		» 180	F					
		Св. 180	G					
Св. 40	B	До 60	A	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B C D E F G	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B	Класс консистенции смазки по NLGI (см. табл. 2.58)
		» 90	B					
		» 120	C					
		» 140	D					
		» 160	E					
		» 180	F					
		Св. 180	G					
До 40	B	До 60	A	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B C D E F G	Символ B принят для смазок, от которых требуются свойства EP	A B	Класс консистенции смазки по NLGI (см. табл. 2.58)
		» 90	B					
		» 120	C					
		» 140	D					
		» 160	E					
		» 180	F					
		Св. 180	G					

Они изготавливаются из натуральных животных и растительных жиров или синтетических жирных кислот. В качестве омыливающей щелочи применяется гидроксид кальция в порошковом виде (сухогашеная известь) или в виде водной взвеси (известковое молоко).

Известь должна быть без примесей, особенно царапающих веществ.

Кальциевая смазка — это коллоидная система, в которой вода играет роль стабилизатора. Ее содержание может достигать нескольких процентов. Из-за нерастворимости каль-

2.61. Общая характеристика основных групп пластичных смазок [2.39]

Вид смазки	Смазки на минеральных маслах				Смазки на силиконовых маслах		
	Температура каплепадения, °С	Максимальная рабочая температура, °С	Стойкость к воде и гидролизу	Противоизносные и противовазирные свойства	Максимальная рабочая температура, °С	Стойкость к воде и гидролизу	Противоизносные и противовазирные свойства
Натриевая	130 ... 160	100 ... 110	Плохая	Удовлетворительные	110 ... 115	Плохая	Низкие
Лигиевая	175 ... 205	110 ... 125	Хорошая		120 ... 130		
Комплексная литиевая	Св. 250	150 ... 160			160 ... 170		Удовлетворительные
Кальциевая; гидратированная	50 ... 70	50 ... 60	Очень хорошая	Хорошие	Такие смазки не выпускаются		
Безводная	130 ... 140	100 ... 110					
Комплексная	Св. 230	140 ... 150	Хорошая		160 ... 170	Удовлетворительная	Хорошие
Алюминиевая: обычная	95 ... 120	65 ... 70	Очень хорошая		Такие смазки не выпускаются		
комплексная	Св. 250	150 ... 160	То же		160 ... 170	Высокая	Хорошие
<i>Смазки, загущенные неорганическими соединениями</i>							
Силикагелевая	—	130 ... 170	Хорошая	Средние Удовлетворительные	160 ... 170	Хорошая	Низкие при повышенных температурах
Бентонитовая	—	120 ... 150					
<i>Смазки, загущенные органическими соединениями</i>							
Полимерные с фтором	—	80 ... 150	Удовлетворительная	Хорошие	140 ... 160	Удовлетворительная	Хорошие
Пигментные Поликарбамидные	— 250	160 ... 200 150 ... 200	Хорошая		250 ... 300 200 ... 230		

Характеристика	Кальциевые смазки			Натриевые смазки	
	Тип смазки	Машинная 2	Машинная 3	ET-12	ET-23
Стандарт	PN-68-C-96130		PN-72-C-96134	PN-72-C-96134	PN-58-96-134
Стойкость к воде	Стойкая			Нестойкая	
Рабочий диапазон температур, °C	-10 ... +60	-10 ... +60	-20 ... +50	-30 ... +70	0 ... +100

циевых мыл эти смазки не чувствительны к воде. Температура каплепадения 60 ... 100 °C, рабочая температура не превышает 60 °C. Кальциевые смазки с добавлением соединений свинца проявляют особенно высокую стойкость на воздействие влаги и воды (в том числе и морской) и хорошие антикоррозионные свойства.

Кальциевые смазки выпускаются разной консистенции от мягких маслянистых с пенетрацией 200 и больше до твердых с небольшой пенетрацией. Консистенция смазки зависит от количества загустителя и вязкости масла. В Польше и СССР выпускается несколько сортов кальциевой смазки, применяемой в основном для смазывания подшипников скольжения и частично подшипников качения.

В Польше выпускаются следующие кальциевые смазки общего назначения:

машинные смазки 2 и 3 для смазывания в основном подшипников скольжения;

смазка ET-12 для подшипников качения (диапазон рабочих температур окружающей среды от -20 до 50 °C).

Для сильно нагруженных подшипников в прокатных станах, прессах, дробилках, тяжелых строительных машинах применяются смазки Kalton EP-1 и Kalton EP-2 (рабочая температура от -10 до +60 °C). Для валь-

цовочных агрегатов выпускаются кальциево-натриевые смазки CSW-1 и CSW-2 (рабочая температура до 60 °C).

Натриевые смазки. По уровню производства натриевые смазки занимают сейчас второе место после кальциевых смазок. По сравнению с кальциевыми смазками у них выше температура каплепадения (порядка 130 ... 160 °C), рабочая температура может достигать 100 ... 110 °C. Основной недостаток натриевых смазок — плохая стойкость к воде, зависящая от растворимости в воде натриевого мыла. Натриевые смазки обычно имеют хорошо сформированную волокнистую структуру, после разделения двух смазанных поверхностей на них остаются длинные волоски смазки. Консистенция определяется концентрацией вводимого загустителя. Если смазка подвергается воздействию воды и предназначена для работы в условиях повышенной температуры, применяются смешанные натриево-кальциевые смазки. Наличие кальциевого мыла повышает стойкость смазки к действию воды, а натриевое мыло повышает температуру каплепадения. Для работы при низких температурах можно использовать смазку из масла с низкой температурой застывания, загущенного небольшим количеством мыла. Натриевые смазки обычно получают

из жиров. Для омыления жиров (в масляной среде) применяется 25 ... 35 % - ный раствор гидроокиси натрия. Ранее в Польше натриевые смазки назывались калипсолями, а в СССР — консталинами.

В Польше выпускаются следующие натриевые смазки общего применения: смазка *ET-23* для подшипников качения, смазка *SŁG-3* для подшипников скольжения.

Характеристики выпускаемых в Польше кальциевых и натриевых смазок общего применения представлены в табл. 2.62.

Литиевые смазки. Литиевая смазка приобретает все большее значение, несмотря на высокие цены сырья для производства литиевого загустителя: гидроокиси лития и стеариновой или 12-оксистеариновой кислоты. Высокая загущающая способность литиевого мыла позволяет добавлять его в масло в относительно небольшом количестве (8 ... 12 %). Из масла с небольшой вязкостью и низкой температурой затвердевания можно сделать смазку, применимую в широком диапазоне температур от -50 до 130 °С. Из-за высокой температуры плавления литиевых мыл температура каплепадения литиевых смазок может достигать 200 °С. Кроме того, литиевая смазка не чувствительна к влаге. К недостаткам литиевых смазок можно отнести падение механической стойкости при относительно невысоких рабочих температурах порядка 130 °С.

Литиевую смазку относят к многофункциональным смазкам, потому что она удовлетворяет основным требованиям, предъявляемым к этим смазкам: хорошие реологические свойства, обеспечивающие рабочий диапазон температур от -50 до 130 °С; высокая стойкость к старению; хорошая механическая стойкость при низких и средних температурах; хорошая стойкость к действию воды; способность к защите подшипников от коррозии.

В Польше первая литиевая смазка *ET-4* была выпущена в 50-х гг. В начале 70-х гг. для нужд лицензионного производства автомобилей была разработана смазка *ET-4S*, загущаемая 12-оксистеаратом лития. Эта смаз-

ка нашла широкое применение не только в качестве автомобильной, ее используют для других целей в качестве многофункциональной смазки. Широко применяется новая литиевая смазка *ET-4P*. Для высоконагруженных подшипников выпускаются смазки *Liten EP* четырех классов консистенции: *Liten EO-0*, *Liten EP-1*, *Liten EP-2* и *Liten EP-3*. Выпускаются также смешанные литиево-кальциевые смазки (на базе стеарата лития) *ET-41*, *ET-42*; *ET-43*. Рабочая температура окружающей среды для них от -30 до 120 °С.

Комплексные смазки. Это смазки, в которых загустителем является мыло одного катиона, соединенного одновременно с двумя видами кислот: одной с длинной молекулой, например стеариновой, другой с короткой молекулой, например уксусной, бензойной и т. п. Кристаллизуясь, такие мыла образуют более плотный пространственный скелет, чем соли одной кислоты. В качестве модификатора структуры вводятся низкомолекулярные соли органических кислот, неорганические соли (хлориды, карбонаты) и т. п., которые хорошо кристаллизуются с мылами, образуя хорошо упакованную пространственную структуру. Это значительно улучшает свойства смазок, например увеличивает рабочую температуру: у обычных кальциевых смазок она равна 60 ... 70 °С, у комплексных кальциевых смазок — 140 ... 150 °С; у обычных алюминиевых смазок — 65 ... 70 °С, а у комплексных — 150 ... 160 °С. Увеличиваются механическая прочность, стойкость к окислению, стойкость к воздействию воды и т. д. Выпускаются комплексные кальциевые, алюминиевые, натриевые и бариевые смазки.

Комплексную кальциевую смазку получают следующим образом: в масло одновременно вводятся мало- и высокомолекулярные кислоты, которые нейтрализуются гидроокисью кальция в масляной среде при повышенной температуре. Для получения комплексной алюминиевой смазки в масло вводится изопропаионат алюминия, а затем стеариновая кислота. После реакции со стеариновой кислотой (при 120 °С) добавляется бензойная

2.63. Многофункциональные смазки, выпускаемые в Польше

Характеристика	Легкие смазки		Комплексные алюми- ниевые смазки
	Стеаровая	12-октестеаровая	
Марка	LT-4	LT-4S *	Aliteh U
Стандарт	PN-72-C-96134	BN-73-0536-15	ZN-75-MPCt/NF
Присадки	Ингибитор окисле- ния	Ингибитор коррозии и окисления, противозадирные присадки	Ингибитор коррозии и окисления, противозадирные
Рабочий диапазон температур, °C	-30 ... +120	-30 ... +130	-30 ... +130

* Применяется в основном для автомобилей.

кислота и проводится реакция нейтрализации при температуре 100 °C. Отгоняется изопропиловый спирт. Полученная смазка охлаждается и подвергается гомогенизации. Количество сгустителя — 6 ... 10 %. Алюминиевые комплексные смазки являются многофункциональными. Характеристики выпускаемых в Польше многофункциональных смазок представлены в табл. 2.63.

Смазка *Aliten-U* выпускается в трех классах консистенции: *Aliten U-1* (консистенция класса 1), *Aliten U-2* (консистенция класса 2), *Aliten U-3* (консистенция класса 3). Эти смазки предназначены для смазывания подшипников качения. Для работы при низких температурах предназначена смазка *Aliten N*, выпускаемая на базе синтетического углеводородного масла.

В ограниченном количестве выпускаются комплексные барьерные смазки. В Польше выпускается смазка *Barpleks-2* с консистенцией класса 2, предназначенная для смазывания автомобильных шаровых шарниров передней подвески и рулевого управления. Она не требует замены во время эксплуатации.

Алюминиевые смазки. Эти смазки загущают, как правило, олеатами и стеаратами алюминия. Они имеют большую загущающую способность и, введенные даже в небольшом количестве в масло, придают ему вид вязкого прозрачного желе с хорошими адгезионными свойствами. Температура каплепадения этих смазок близка к температуре каплепадения кальциевых смазок. Они относительно стойки к действию воды и только в незначительной степени подвержены гидролизу. Из-за хороших антикоррозионных свойств алюминиевой смазки чаще всего применяются в качестве защитных. Однако применение ограничено их низкой механической стабильностью и невысокой рабочей температурой (не превышающей 60 °C).

Свинцовые смазки. В качестве загустителя в свинцовых смазках содержится стеараты, олеаты или нафтенаты свинца. Эти соединения не обладают необходимыми загущающими способностями и поэтому применяют-

ся чаще всего в комбинациях с другими загустителями, образуя смешанные смазки. Силиконовые смазки обладают высокой стойкостью смазывающего слоя на разрыв и поэтому применяются в разного рода устройствах, работающих при больших удельных нагрузках и повышенной температуре. Широкого распространения смазки этого вида пока не получили.

Смазки как неорганических загустителей. Чаще других применяются силикагелевые смазки, загущаемые гидрофобизированным кремнеземным желе или бентонитами. Силикагелевые смазки изготавливаются из минеральных и синтетических (обычно силиконовых) масел. Силикагелевые смазки очень хорошо работают при высоких температурах. Их загуститель — кремнезем — при нагревании не подвергается фазовым превращениям и не плавится. Теплостойкость кремнеземных смазок зависит в основном от теплостойкости применяемого масла. В настоящее время силикагелевые смазки применяются в качестве высокотемпературных и специальных смазок. Их рабочая температура достигает 200 ... 230 °С. Кроме теплостойкости силикагелевые смазки характеризуются высокой химической стойкостью. Они обладают также хорошими противозадирными и противозносными свойствами. К недостаткам силикагелевых смазок относится неудовлетворительная защитная способность, что приводит к коррозированию поверхности металлов, особенно при длительных перерывах в работе [2.34].

Получаемые разными методами кремнеземы состоят из элементарных частиц шарообразной формы (рис. 2.27). Элементарные частицы кремнезема состоят из тетраэдров SiO_4 , которые в его структуре располагаются нерегулярно. На поверхности частиц кремнезема находятся группы SiOH , называемые кремнеспиртами. Поверхностные свойства кремнезема зависят от концентрации и свойств кремнеспиртовых групп, благодаря которым поверхность кремнезема обладает гидрофильными свойствами, потому что из-за возможности образо-

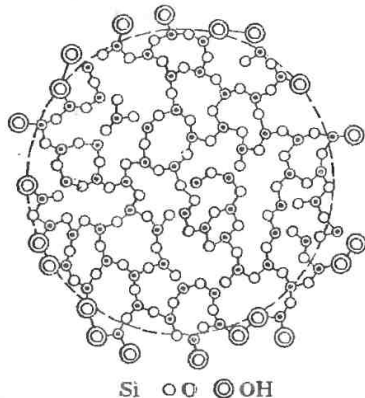


Рис. 2.27. Схема молекулы кремнезема [2.34]

вания водородных связей эти группы проявляют сродство к воде [2.34].

Кремнезем, покрытый кремнеспиртовыми группами, не может использоваться в качестве загустителя, потому что при каких-либо контактах с водой такая смазка разлагается. Чтобы этого избежать, кремнеспиртовые группы преобразуют в другие, придающие поверхности кремнезема гидрофобный характер. Этого можно добиться, подвергнув поверхность кремнезема реакции со спиртами или другими соединениями. Могут быть применены первичный или вторичный спирт (рис. 2.28). Чтобы поверхность кремнезема стала гидрофобной, достаточно преобразовать часть находящихся на ней кремнеспиртовых групп. При использовании спирта с разветвленным строением получается поверхность с меньшей степенью покрытия, чем для первичных, бутанолиновых спиртов. Благодаря теплостойкости кремнезема структурная вязкость кремнеземных смазок мало зависит от температуры. Рабочая температура этих смазок достигает 200 ... 230 °С. Их применяют для смазывания высокоскоростных подшипников качения. Однако широкому применению препятствует высокая цена (в несколько раз дороже, чем смазки, загущенные октестеаратами лития).

Похожими свойствами обладают

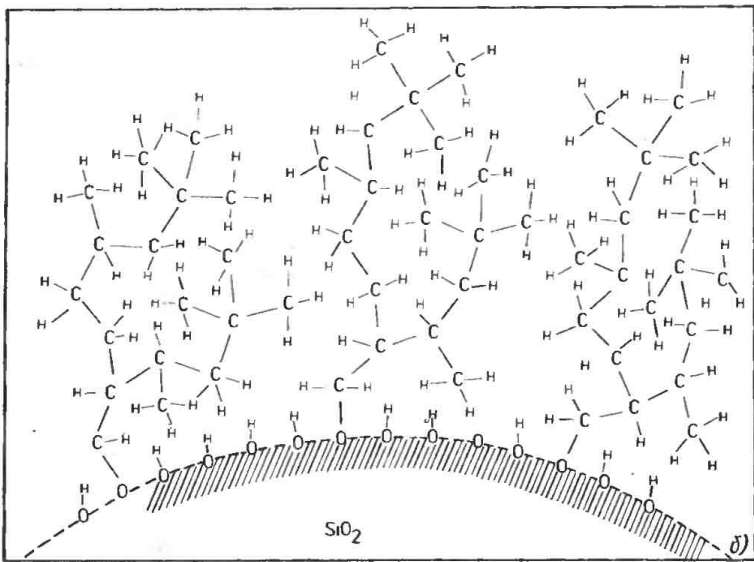
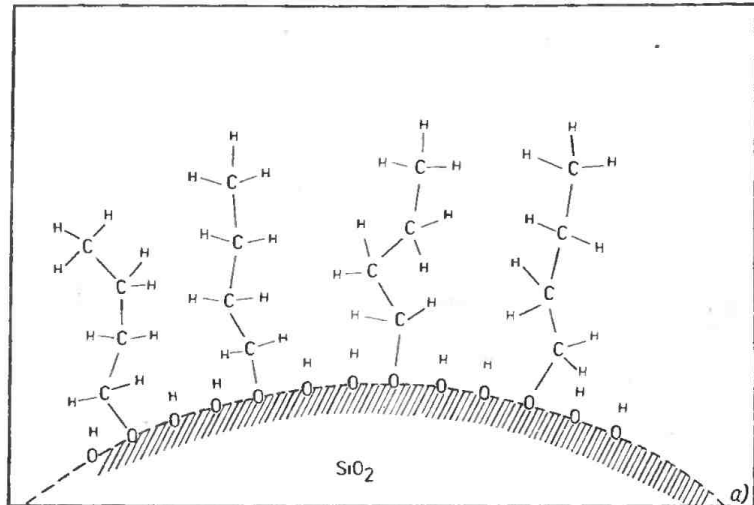


Рис. 2.28. Схема поверхности кремнезема после реакции:
 а — с первичным спиртом — бутанолом; б — с вторичным разветвленным спиртом с 18-ю атомами С

бентонитовые смазки, изготавливаемые из минеральных масел или — сравнительно редко — из синтетических. Из-за высокой теплостойкости загустителя они обладают очень хорошими высокотемпературными свойствами. Неорганический загуститель стоек к химическому воздействию, поэтому бентонитовые смазки имеют высокую стойкость к химическому воздействию. Кроме того, они «не боятся» воздействия ионизирующего излучения. Благодаря прочности структуры загустителя бентонитовые смазки имеют высокую механическую стойкость. Эти смазки устойчивы к воздействию воды. В основном их используют в качестве высокотемпературных смазок. Цена бентонитовых смазок того же порядка, что и цена кремнеземных смазок.

В Польше выпускаются бентонитовые смазки *Bentor-2* и *Bentomos-23*, загущенные гидрофобизированным амином бентонитом. Смазка *Bentomos-23* содержит присадку MoS_2 . Рабочая область температуры применения — 10 ... +220 °С.

Смазки на органических загустителях. Из этой группы смазок промышленностью выпускаются только смазки с пигментами и поликарбамидами в качестве загустителей. Пигментные смазки выпускаются в очень небольшом количестве. Из-за высокой стоимости пигментных загустителей эти смазки примерно в 100 раз дороже литневых смазок. Поэтому целесообразно загущать этими веществами только высококачественные синтетические масла для выпуска смазок специального назначения. От вида дисперсионной фазы зависит допустимая рабочая температура. Для загущенных пигментами минеральных масел она составляет 150 ... 200 °С, а для синтетических масел доходит до 300 °С. Эти смазки имеют высокую механическую и структурную стабильность и хорошую химическую стойкость. Пигментные смазки рекомендуется использовать в качестве высокотемпературных смазок и не рекомендуется — при больших угловых скоростях и высоком давлении.

В Польше пигментные смазки до сих пор не выпускаются. В СССР выпу-

скается несколько видов пигментных смазок.

Из полимерных смазок наибольшее значение имеют разные виды поликарбамидных смазок. Основное достоинство поликарбамидных смазок — очень высокая прочность структуры, которая не разрушается даже при длительной работе на больших угловых скоростях. Поликарбамидные смазки на минеральных маслах имеют рабочий диапазон температур — 30 ... 180 °С. При использовании синтетических масел верхний предел температуры достигает 230 °С. В Польше выпускается поликарбамидная смазка *Syntex-2* на базе минерального масла. Рабочая температура от —20 ... 150 °С.

Польские пластичные смазки. В Польше выпускается несколько десятков видов пластических смазок общего применения и специального назначения. Точные требования приводятся в соответствующих стандартах и каталогах нефтепродуктов.

Машинные смазки (PN—68/C—961301) — загущенные кальциевыми мылами минеральные масла, содержащие воду в качестве стабилизатора.

Машинная смазка 2, температура каплепадения 85 °С, пенетрация 260—300. Машинная смазка 3, температура каплепадения 90 °С, пенетрация 215—255.

Смазки для горячих подшипников скольжения, например, для прокатных станков (PN—58/96131), загущенные натриевыми мылами минерального масла.

Смазка *SEG-3*, температура каплепадения 160 °С, пенетрация 195—245.

Смазка *SEG-4*, температура каплепадения 180 °С, пенетрация 30 ... 70, выпускается в виде брикетов, применяется при температуре 70 ... 160 °С в бумагоделательных машинах, в резиновой промышленности, для подшипников ведущего вала на кораблях. Обе смазки не стойки к действию воды.

Смазки с активными наполнителями. Графитовая смазка (PN—59/C—96153) — кальциевая смазка на минеральном масле, наполненная натуральным графитом, температура каплепадения 77 °С, пенетрация 250. Рабочий диапазон температур — 20 ...

60 °С. Исползуется для смазывания рессор, резьбы, открытых зубчатых колес, цепей и т. п.

Смазка *Bentomos-23* (PN—69/C—96125) — рафинированное минеральное масло, загущенное бентонитом. Содержит ингибитор окисления и MoS_2 . Применяется для подшипников качения и скольжения. Рабочая температура — до 320 °С.

Смазка *Litomos-25* (ZN—78/MPCh/NF—139) — литевая смазка, содержащая 5 % MoS_2 , ингибитор окисления и коррозии. Применяется в подшипниках качения и скольжения, гомотинетических и шаровых шарнирах.

Смазка *Litomos-210* (ZN—78/MPCh/NF—137) — литевая смазка, содержащая около 10 % дисульфида молибдена. Применяется в подшипниках качения и скольжения, сильно нагруженных гомотинетических и шаровых шарнирах.

Молибденовая паста *Molipas-60* (TWT Naftochem 117/179) — минеральное масло с бентонитовым загустителем. Содержит MoS_2 . Применяется в качестве монтажной пасты для предохранения от заземления. Эффективна до 450 °С.

Пластичные смазки *ET* общего применения для подшипников качения (PN—72/C—96134). Эти смазки получают загущением минеральных рафинированных масел мылами с добавлением ингибиторов. Выпускается пять видов смазок *ET* общего назначения для подшипников качения.

Смазка *ET-12*, загуститель — кальциевое мыло, температура каплепадения 90 °С, рабочая температура —20 ... +50 °С, пенетрация 260 ... 300, содержание воды 3 %.

Смазка *ET-23*, загуститель — кальциево-натриевые мыла, температура каплепадения 150 °С, рабочая температура —30 ... 70 °С, пенетрация 215 ... 255, содержание воды 0,3 %.

Смазка *ET-41*, загуститель — литиево-кальциевые мыла, температура каплепадения 170 °С, рабочая температура —30 ... +120 °С, пенетрация 305 ... 345, содержание воды 0,1 %.

Смазка *ET-42*, загуститель — литиево-кальциевые мыла, температура каплепадения 175 °С, рабочая

температура —30 ... +120 °С, пенетрация 260 ... 300, содержание воды 0,1 %.

Смазка *ET-43*, загуститель — литиево-кальциевые мыла, температура каплепадения 180 °С, рабочая температура —30 ... +120 °С, пенетрация 215 ... 255, содержание воды 0,1 %.

Многофункциональные смазки *ET-43* для подшипников качения. Эти смазки получают загущением отборных минеральных масел оксистеаратом лития. Содержат присадки, улучшающие смазочные свойства, противоокислительные и антикоррозионные присадки. Диапазон рабочих температур —30 ... 130 °С.

Смазка *ET-4S2*, температура каплепадения 180 °С, пенетрация 260 ... 300, стойка к действию воды.

Смазка *ET-4S-3*, температура каплепадения 180 °С, пенетрация 215 ... 255, устойчива к действию воды.

Обе смазки применяются для подшипников качения автомобилей.

Смазка *Bentor-2* (PN—69/C—96127) — из рафинированного минерального масла, загущаемого гидрофобизированным бентонитом. Смазка неплавкая. Пенетрация 260 ... 300, предельная рабочая температура 200 °С. До —10 °С сохраняет пластическую консистенцию. Не следует применять для подшипников, нагружаемых небольшим крутящим моментом.

Смазка *Aliten U* — для подшипников качения (ZN—75/MPCh/NF—121), содержит комплексный алюминиевый загуститель, противоокислительные, антикоррозионные и улучшающие смазочные свойства присадки. Смазки *Aliten U* являются многофункциональными смазками для смазывания подшипников качения в диапазоне температур 230 ... 130 °С. Эти смазки характеризуются высокой стабильностью, стойкостью к окислению и воздействию воды, способностью защитить от коррозии и живучестью при высоких рабочих температурах.

Aliten U-1, температура каплепадения 220 °С, пенетрация 305 ... 345.

Aliten U-2, температура каплепадения 220 °С, пенетрация 260 ... 300.

Aliten U-3, температура каплепадения 220 °С, пенетрация 215 ... 255.

Смазка *Aliten N* производится из синтетического углеводородного масла, загущенного комплексным алюминиевым сгустителем. Предназначена для работы в подшипниках при температуре $-60 \dots 80^\circ\text{C}$. Температура каплепадения 220°C , пенетрация 270 ... 320.

Смазка *Syntex-2 (TWT-96/78 Naf-tochem)* — загущенное поликарбамидом минеральное масло. Применяется для подшипников электродвигателей малой мощности при температуре $-20 \dots 150^\circ\text{C}$. Температура каплепадения 200°C , пенетрация 260 ... 300.

Полужидкие смазки Liten EPx для механических передач. Смазки, загущенные 12-оксистеаратом лития, содержащие противоокислительные, антикоррозионные и противозадирные присадки, присадки увеличивающие адгезию к металлам. Применяются для смазывания передач и редукторов, работающих при больших нагрузках.

Liten EPx-00, температура каплепадения 160°C , пенетрация 395 ... 480.

Liten EPx-0, температура каплепадения 170°C , пенетрация 350 ... 390.

Канатные смазки. Смазка *LR* — минеральное масло, загущенное углеводородным сгустителем. Применяется для консервации стальных канатов во время их производства. Температура каплепадения 55°C , пенетрация 200.

Смазка *Kolinstal* — экстракт из смазочных масел выборочной очистки, загущенный кальциевыми мылами смолистых кислот. Применяется для консервации стальных канатов при их производстве и в процессе эксплуатации при температуре не выше 40°C .

Смазка *LWKP (PN-61/C-96102)* содержит тяжелые минеральные масла, асфальт, жир и растворитель трихлорэтилен, стабилизированный триэтиламином. Применяется для консервации канатов шахтных подъемников.

Технический вазелин применяется для временной защиты металлов от коррозии. Высокоплавкий вазелин применяется для смазывания механизмов и консервации оружия. Различают два вида вазелина: низкоплавкий, температура каплепадения 40°C ; высоко-

плавкий, температура каплепадения 54°C .

Защитные смазки Antykor (PN-73/C-96079). Минеральное масло с добавлением церезина, противокислительных и антикоррозионных ингибиторов. Выпускается в двух видах: *Antykor 1* и *Antykor 2*. Для каждого вида смазки *Antykor* есть ее версия с растворителем: смазка *Antykor 1R* с растворителем (60 % смазки и 40 % экстракционного бензина); смазка *Antykor 2R* с растворителем (50 % смазки и 50 % риформинг-бензина).

Обе смазки после испарения растворителя образуют однородное, слегка маслянистое, тонкое покрытие. Рекомендуются для временной защиты от коррозии машин и металлических деталей.

Защитная смазка LTG (PN-63/C-96147) — загущенное церезином минеральное масло с антикоррозионной присадкой и вискозатормом. Применяется для защиты от коррозии подшипников качения и деталей машин при складировании.

Защитная смазка ТДМ — это продукт, в состав которого входят цилиндрическое масло, рафинированный петролатум и нафтолат натрия. Применяется для защиты металлических поверхностей на морском транспорте в тропических условиях. Создает защитное покрытие толщиной около 0,5 мм.

Защитные смазки Defezor (TWT Naf-tochem) — это продукты, в состав которых входят смолы, воски, вяжущие вещества и растворители. Выпускаются четыре вида смазки, отличающиеся толщиной сухой защитной пленки: *Defezor 5*, *Defezor 10*, *Defezor 30* и *Defezor 60*. Служат для предохранения от атмосферной коррозии машин и их деталей, транспортных средств, металлических конструкций при их транспортировке и хранении. Защитная способность в зависимости от условий составляет от полугода до нескольких лет.

Смазки для автомобильного транспорта. Выпускаемые смазки для автомобилей соответствуют требованиям лицензионного производства автомобилей «Польский ФИАТ»

Характеристики	Универсальная		Смазки для шасси		Для тормозных систем			Для электроаппаратуры				
	LT-4S3	LT-4S2	Albon 215	STP	1-8	Elmotas 25	Ресорсная		гидравлических	пневматических		
Марка	LT-4S3	LT-4S2	Albon 215	STP	1-8	Elmotas 25	Ресорсная	Иен HA	Иен HB	Иен HF-1	Иен HF-2	Си 10 для электрических контактов
Страна-изготовитель	BN-73 0536-15	BN-72 0536-13	BN-69 0536-11	FN-63 C-96129	BN-69 0536-11	ZN-78 MFCN/HF-137	WT	BM-74 0536-24	WT	WT	WT	BN-74 0536-25
Вязкость при 100°C	12-октостеарат лития	12-октостеарат лития	Кальциевая соль жирных кислот	Кальциевая соль жирных кислот	12-октостеарат лития	12-октостеарат лития	Кальциевый стеарат	Рыбная лития	12-октостеарат лития	12-октостеарат лития	12-октостеарат лития	Натриевая соль жирных кислот
Вязкость при 40°C	Минеральное	Минеральное	Минеральное	Минеральное	Минеральное	Минеральное	Минеральное	Касторовое	Касторовое	Минеральное	Минеральное	Минеральное

автотоваров «Берле» и грузовиков «Стейер». Смазки прошли гомологацию. Единственная смазка старого типа STP постепенно заменяется более современными смазками. Ассортимент автомобильных смазок представлен в табл. 2.64.

Смазки для железнодорожного транспорта. На железнодорожном транспорте указанные смазки используются для подшипников качения колесных пар и полужидкие смазки для редукторов. Обе группы смазок рассматривались выше. Для подшипников качения используется смазка LT-43 с заменой через 300 тыс. км пробега (или три года работы). Предусмотрено внедрение новой версии этой смазки LT-4P3 со значительно большим сроком службы. Для тормозных систем применяются два вида смазок: летняя и зимняя, сгущаемые кальциевыми мылами жирных кислот. Для герметизации систем сжатого воздуха в тормозах железнодорожных вагонов предназначена смазка AO (температура каплепадения 100 °C, пенетрация 100 ... 125).

Смазки для авиационного транспорта — авиационные защитные смазки P-1 на базе минерального масла, загущенного стеаратом алюминия. Кроме того, в ее состав входит олеат триэтилоламина и н-бутиловый спирт в качестве стабилизатора. Применяется для защиты внешних деталей авиационных двигателей.

Авиационная теплоустойчивая смазка ST (NK-50) производится на минеральном масле с высокой вязкостью. Загущается натриевыми мылами с добавлением графита. Применяется

2.65. Смазки для металлургической промышленности, выпускаемые в Польше [2.33]

Характеристика	Кальцевые смазки		Литневые смазки	Комплек- ные алю- миниевые смазки
	CSW	Kalten EP	Liten EP	
Марка	CSW	Kalten EP	Liten EP	Alliten U
Класс кон- систен- ции	1,2	1,2	0,1, 2,3	1,2
Стандарт	PN—60 C—96145	BN—73 0536—19	ZN—80 MPChL/NF—130	WT
Прочность сма- зочной пленки при исследова- нии на аппарате Timken, нагруз- ка до заеда- ния, даН	3,2	16,0	16,0	16,0

для смазывания стержней клапанов и других деталей двигателя, работающих при высоких температурах. Температура каплепадения 200 °С, пенетрация 170 ... 225.

Смазка G 01-54 — углеводородная смазка, содержащая минеральное масло и церезин. Применяется для смазывания точных навигационных приборов. Температура каплепадения 60 °С, пенетрация 225 ... 260, рабочая температура —60 ... 55 °С.

Смазки для металлургической промышленности. Для металлургической промышленности необходимы смазки, обладающие стойкостью к высоким переменным нагрузкам и к вымыванию водой. Смазки, используемые в системах централизованного смазывания, должны перекачиваться насосами. Характеристики смазок для металлургической промышленности представлены в табл. 2.65.

Смазки для горнодобывающей промышленности. В горнодобывающей промышленности применяются смазки для подшипников качения, полужидкие смазки для передаточных механизмов и смазки для канатов

подъемников. К ним относятся: смазки для подшипников качения *Litomos 25* и *210*, содержащие 5 и 10 % MoS₂; полужидкая смазка для передаточных механизмов *Liten EPG-0*, содержащая EP-присадки и 10 % графита; канатная смазка асфальтового типа.

Смазки для пищевой промышленности. Эти смазки должны быть безвредными для человеческого организма. Основа для этих смазок — парафиновое белое масло (глубоко рафинированное минеральное масло, лишенное ароматических углеводородов) и физиологически неактивные загустители. Государственным институтом гигиены ПНР допущена к использованию в таких узлах трения смазка *Alliten PS-2* для подшипников качения. Разрабатываются новые полужидкие смазки для передаточных механизмов, для которых допустим контакт с пищей [2.33].

Советские пластичные смазки разного назначения. В СССР выпускается более 100 видов смазок. Их можно разделить на три основные группы: противозадирные, защитные и уплотняющие смазки. По применяемому загу-

стителю первое место занимают кальциевые смазки, называемые солидолами. В отличие от других стран, где производство базируется на жирах, в СССР значительная часть кальциевых смазок выпускается на базе синтетических жирных кислот, получаемых в результате окисления парафина. Солидолы содержат 2 ... 4 % воды в качестве модификатора структуры.

Ассортимент первой группы противозадирных смазок очень широк. Ниже рассмотрены важнейшие марки смазок.

Солидол УС-1 производится на кальциевых мылах конопляного масла, саломаса или синтетических жирных кислот. Температура каплепадения 75 °С. Рабочая температура —30 ... +45 °С, пенетрация 330 ... 355.

Солидол УС-2 — на кальциевых мылах. Температура каплепадения 75 °С. Рабочая температура —30 ... +50 °С, пенетрация 230 ... 290.

Солидолы УС-1 и УС-2 применяются для подшипников разных узлов трения автомобилей, тракторов и т. д.

УСсА — графитовый солидол на цилиндровом масле, содержит 9—11 % графита. Применяется для смазывания автомобильных рессор, зубчатых колес и других нагруженных устройств. Рабочая температура —30 ... +65 °С.

ЦИАТИМ-208 — полужидкая кальциевая смазка с добавлением сульфитированного нигрола. Применяется для смазывания сильно нагруженных механизмов (редукторы, зубчатые передачи и т. п.).

Униол-1, Униол-2, Униол-3 — комплексные кальциевые смазки. Униол-1 — температура каплепадения 230 °С, рабочая температура —30 ... +150 °С. Униол-3 — температура каплепадения 220—260 °С, рабочая температура —50 ... 190 °С.

ЦИАТИМ-221 — кальциевая смазка на силиконовом масле. Применяется для смазывания подшипников качения, работающих при температуре —50 ... 150 °С (для ЦИАТИМ-221с максимальная температура до 200 °С). Может применяться для подшипников скольжения, если они работают при небольших нагрузках. При контакте с водой твердеет. Температура каплепадения 200 °С, пенетрация 280 ... 360.

Натриевые и смешанные натриево-кальциевые смазки в СССР часто называются *консталлинами*. Наиболее распространены смазки УТ (универсальные тугоплавкие). Они содержат значительное количество загустителя, их не следует применять при низких температурах. В СССР выпускается около 10 видов натриевых смазок, в основном для железнодорожного транспорта.

УТ-1 — консталлин, температура каплепадения 130 °С. Пенетрация 255 ... 275.

УТ-2 — консталлин, температура каплепадения 150 °С. Пенетрация 175 ... 225.

Обе смазки УТ используются в узлах трения тракторов, трамваев, троллейбусов, металлорежущих станков. Рабочая температура 100 °С.

Очень популярна смазка 1-13, которая применяется в большом количестве. Загуститель — натриево-кальциевые мыла, содержит 0,5 % дифениламина в качестве ингибитора окисления. Применяется для смазывания подшипников электродвигателей средней мощности, для автомобилей и тракторов. Вариантом смазки 1-13 является смазка 1Л13, применяемая для смазывания подшипников, колесных пар.

Литцевые смазки. Эти смазки могут работать в широком диапазоне температур, нагрузок и скоростей. Содержат небольшое количество загустителя (8 ... 12 %) и при использовании низкотемпературных масел могут применяться до —50 °С. Обладают относительно низкой механической стойкостью при приближении к верхней границе рабочих температур (120 ... 130 °С).

ЦИАТИМ-201 — первая советская литневая смазка, загущенная стеаратом лития. Содержит 0,3 % дифениламина. Применяется для смазывания подшипников качения и скольжения, а также других слабо нагруженных сопряжений. Температура каплепадения 170 °С, рабочая температура —60 ... +90 °С, пенетрация 270 ... 320.

Литол-24, Фиол-2 (2М), Фиол-3, загуститель — 12-оксистеарат лития. Применяются для смазывания автомобильных подшипников. Температура каплепадения выше 185 °С, рабочая

температура —40 ... +120 °С, в ряде случаев применяется до 130 °С.

Алюминиевые смазки. Эти смазки выпускаются в узком ассортименте в небольшом количестве.

Смазка АМЦ-1,3 на минеральном масле, загущенном алюминиевыми мылами оленовой и стеариновой кислот. Применяется для смазывания узлов, работающих в контакте с морской водой.

Ротационная алюминиевая смазка на минеральных маслах МК-22 или МС-20. Загущается стеаратом алюминия (14 %). Применяется в основном для роторных машин.

Смазка МС-70 — минеральное масло, загущенное мылом, защитно-противозадирная, применяется при постоянном контакте смазываемой детали с морской или пресной водой. Температура каплепадения 80 °С, пенетрация 210... 275.

Бариевая смазка ШРБ-4 применяется для смазывания рулевого механизма автомобилей ВАЗ.

Силикагелевые смазки применяются для смазывания подшипников качения, работающих при высоких скоростях вращения. Смазки имеют высокую стоимость, выпускаются в небольшом количестве. К этой группе смазок относятся смазки ВНИИП-262, ВНИИП-264, ВНИИП-279, Сиол, Графитол, Аэрол, Силикол.

Смазка ВНИИП-226 загущается модифицированным белтонитом.

Смазки с дисульфидным молибденом. ВНИИП-242 — смазка из машинного масла с небольшой добавкой MoS_2 . Предназначена для подшипников качения электродвигателей. Рабочая температура —10 ... 90 °С.

ВНИИП-220 — модификация смазки ЦИАТИМ-221, в которую добавлен MoS_2 .

ВНИИП-225 — смазка в виде пасты на силиконовом масле с добавлением MoS_2 . Рабочая температура —30 ... 450 °С (выше 350 °С работает как твердая смазка).

ВНИИП-232 — смазка в виде пасты, загущенная литиевым мылом с добавлением MoS_2 . Применяется для смазывания подшипников, притирания передаточных механизмов. Рабочая температура —20 ... 120 °С. При высоких

температурах масло быстро испаряется, остается сухая масса с MoS_2 , которая может работать при 350 °С.

Текстильная смазка ИТ вырабатывается на парафиновом масле с натриевым мылом. Применяется для смазывания текстильных машин. Легко отстирывается.

Защитные смазки с твердыми углеводородными загустителями. Смазка ПВК содержит 60 ... 70 % петролатума, 4 % церезина, остальное тяжелое цилиндрическое масло.

Смазка ГОИ-54п — масло МВП, загущенное церезином. Может применяться для смазывания при низких температурах слабо нагруженных узлов. Рабочая температура —50 ... 80 °С, температура каплепадения 60 °С.

Пушечная смазка УНЗ. В ее состав входят цилиндрическое масло, петролатум и церезин. Может применяться до 50 °С для консервации механизмов и металлических деталей.

Технический вазелин ВТВ-1 (маловязкое минеральное масло, загущенное церезином с добавлением 0,2 % полиизобутилена для увеличения прилипаемости к подложке).

ВНИИСТ-2 — полужидкая углеводородная смазка для защиты от коррозии наземных трубопроводов.

Защитные смазки, загущаемые мылами. К ним относятся смазки: АМС-1 и АМС-3 из цилиндрического масла, загущенного алюминиевыми мылами (12 % АМС-1 и 20 % АМС-3).

Смазка МС-70 применяется для смазывания деталей, контактирующих с морской водой.

Защитная смазка ЗЭС для линий электропередач высокого напряжения состоит из цилиндрического масла и алюминиевых мыл. Температура каплепадения 105 °С, пенетрация 270 ... 335.

Канатные смазки. Эти смазки занимают промежуточное положение между антифрикционными и типично защитными смазками. Они должны защищать канат от коррозии и одновременно уменьшать трение между волокнами каната. К этой группе смазок относятся 39у, БОЗ-1, Торсиол-35, Торсиол-55 и Е-1.

Уплотнительные смазки. Смазка и загуститель не должны растворяться рабочим веществом, от воздействия ко-

2.66. Пластичные смазки для подшипников качения, выпускаемые зарубежными фирмами

Изготовитель или фирма	Обозначение	Загрущикель	Класс кон-сервации	Диапазон применения	Антикоррозионные свойства	Прочие свойства	
Бевероль	<i>Copal Grease EP1</i>	Al компл.	1	IV	<i>b</i>		
	<i>Copal Grease EP2</i>	Al компл.	2	IV	<i>b</i>		
	<i>Unidoz NO2</i>	Li	2	IV	<i>b</i>	<i>M</i>	
	<i>Unidoz EP2</i>	Li/Pb	2	III	<i>c</i>	<i>m</i>	
Бритиш Петролеум	<i>BP Grease 9136</i>	Ca компл.	1	IV	<i>c</i>		
	<i>BP Energrease PR EP1</i>	Ca/Pb	1	I	<i>d</i>	<i>l</i>	
	<i>BP Energrease PR EP2</i>	Ca/Pb	2	I	<i>d</i>	<i>l</i>	
	<i>BP Energrease RBB2</i>	Na	2	II	<i>a</i>		
	<i>BP Energrease LS2</i>	Li	2	IV	<i>b</i>	<i>o</i>	
	<i>BP Energrease LS3</i>	Li	3	IV	<i>b</i>	<i>M, o</i>	
	<i>BP Energrease LS EP2</i>	Li/Pb	1	III	<i>c</i>	<i>l</i>	
	<i>BP Energrease LS EP2</i>	Li/Pb	2	III	<i>c</i>	<i>l, o</i>	
	Кальтекс	<i>Grease EP2</i>	Ca/Pb	2	I	<i>d</i>	<i>l</i>
		<i>Novatex Grease EP2</i>	Ca компл. Pb	2	II	<i>d</i>	<i>l</i>
		<i>Regal Starfark 2</i>	Na/Ca	2	IV	<i>a</i>	<i>m</i>
<i>Regal Starfark Premium 2</i>		Li	2	IV	<i>b</i>	<i>m, o</i>	
<i>Regal Starfark Premium 3</i>		Li	3	IV	<i>b</i>	<i>M, o</i>	
<i>Multifak EP2</i>		Li/Pb	2	III	<i>d</i>	<i>m, l</i>	
<i>Industrial Grease Medium</i>		Na синт.	1—2	IV, VI	<i>b</i>	<i>o</i>	
<i>Industrial Grease Heavy</i>		Na синт.	2—3	IV, VI	<i>b</i>	<i>M, o</i>	
Кастроль		<i>Speero I EP</i>	Ca/Pb	1	I	<i>d</i>	
		<i>Speerol S</i>	Na	2	II	<i>a</i>	
	<i>Speerol AP2</i>	Li	2	IV	<i>b</i>		
	<i>Speerol AP3</i>	Li	3	IV	<i>a</i>	<i>m</i>	
	<i>Speerol BNS</i>	Неорган.	2	VI	<i>a</i>		

Изготовитель или фирма	Обозначение	Загуститель	Класс кон- систенции	Диапазон применения	Антикорро- зионные свойства	Прочие свойства
Чеврон	<i>Dura—Lith</i>	Li	2	VI	<i>b</i>	<i>m</i>
	<i>Dura—Lith EP2</i>	Li/Pb	2	III	<i>c</i>	1
	<i>Industrial Grease Medium</i>	На синт.	1—2	IV, VI	<i>b</i>	<i>o</i>
	<i>Industrial Greasy Heavy</i>	На синт.	2—3	IV, VI	<i>b</i>	<i>M, o</i>
Эссо	<i>Ladex 2</i>	Ca/Pb	2	I	<i>d</i>	1
	<i>Beacon 2</i>	Li/Pb	2	IV	<i>c</i>	<i>M, o</i>
	<i>Beacon 3</i>	Li/Pb	3	IV	<i>c</i>	<i>M, o</i>
	<i>Beacon EP1</i>	Li/Pb	1	III	<i>c</i>	1
	<i>Beacon EP2</i>	Li/Pb	2	IV	<i>c</i>	<i>M, o, 1</i>
Файскес	<i>Lubriplate No 630-2 Special</i>	Li	2	IV	<i>b</i>	<i>M</i>
	<i>Lubriplate No 1200—2</i>	Li/Pb	2	III	<i>c</i>	
Галф	<i>Gulfcrown Grease No 3</i>	Li	3	IV	<i>b</i>	
	<i>Gulfcrown Grease No</i>	Li/Pb	2	III	<i>c</i>	
Мобил Ойл	<i>Mobilgrease 234</i>	Ca/Pb	1	I	<i>d</i>	
	<i>Mobilplex 47</i>	Ca/Pb	2	IV	<i>c</i>	<i>m, o</i>
	<i>Mobilplex 48</i>	КОМПЛ. Ca/Pb	2—3	IV	<i>c</i>	<i>M, o</i>
	<i>Mobilplex 67</i>	КОМПЛ. Ca/Pb	2	V	<i>c</i>	<i>M</i>
	<i>Mobilux Grease 2</i>	КОМПЛ. Li	2	IV	<i>b</i>	<i>m, o</i>
	<i>Mobilgrease</i>	Li/Pb	2	III	<i>c</i>	1
Шелл	<i>Shell Rhodina 2</i>	Ca/Pb	1	I	<i>d</i>	1
	<i>Shell Alvania R2</i>	Li	2	IV	<i>b</i>	<i>o</i>
	<i>Shell Alvania RA</i>	Li	2—3	IV	<i>b</i>	
	<i>Shell Alvania R3</i>	Li	3	IV	<i>b</i>	<i>M, o</i>
	<i>Shell Alvania EP2</i>	Li/Pb	2	III	<i>c</i>	1
	<i>Shell Axinus Grease S2</i>	Li/Na	2	IV	<i>b</i>	<i>M</i>
	<i>Shell Darina 2</i>	Неоргани.	2	VI	<i>b</i>	

Изготовитель или фирма	Обозначение	Загуститель	Класс кон- систенции	Диапазон применения	Антикорро- зионные свойства	Прочие свойства
Тексако	<i>Grease EP2</i>	Ca/Pb	2	I	<i>d</i>	1
	<i>Novatex Grease EP2</i>	Ca/Pb КОМПЛ.	2	II	<i>d</i>	1
	<i>Reagal Starfak 2</i>	Na/Ca	2	IV	<i>a</i>	<i>m</i>
	<i>Reagal AFB2</i>	Li	2	IV	<i>b</i>	<i>M, o</i>
	<i>Reagal Starfak Premium 3</i>	Li	3	IV	<i>b</i>	<i>M, o</i>
	<i>Multiyak EP2</i>	Li/Pb	2	III	<i>d</i>	<i>m, l</i>
	<i>Ultra Temp</i>	На синт.	2	IV, VI	<i>b</i>	<i>M, o</i>
	Уолкерс SKF	<i>Lupus A3</i>	Li	3	IV	<i>b</i>
<i>Lupus A2 EP</i>		Li/Pb	2	III	<i>c</i>	
<i>SKF 28</i>		Na/K	3	II	<i>c</i>	
<i>SKF 63A</i>		Li	2	VII	<i>c</i>	
<i>SKF 65 C</i>		Li/Pb	2	IV	<i>c</i>	<i>M, o</i>
<i>SKF EP Grease</i>		Li/Pb	2	IV	<i>d</i>	<i>M, o, l</i>

Продолжение табл. 2.66

Диапазон применения	Температура окружающей среды	Соответствует скорости, равной
(I)	-20 ... +50 °C	1/3 допустимой по механическим и температурным параметрам скорости работы узла трения
(II)	-30 ... +80 °C	Соответствует скорости, равной 2/3 допустимой по механическим и температурным параметрам скорости работы узла трения
(III)	-30 ... +100 °C	То же
(IV)	-30 ... +110 °C	Соответствует скорости, равной допустимой по механическим и температурным параметрам скорости работы узла трения
(V)	-20 ... +120 °C	Применяется для сильно нагруженных подшипников при малых скоростях
(VI)	-30 ... +150 °C	Используется только при малых скоростях
(VII)	-50 ... +80 °C	Соответствует скорости, равной допустимой по механическим и температурным параметрам скорости работы узла трения

Антикоррозионные свойства	<i>a</i>	Только в сухих условиях
	<i>b</i>	Влагостойкая
	<i>c</i>	Стойкая при небольшом количестве воды
	<i>d</i>	Стойкая при небольшом количестве морской воды
Прочие свойства	<i>m</i>	Механически стабильная, используется при умеренных колебаниях нагрузки и наложенных вибрациях
	<i>M</i>	Механически стабильная, используется при сильных колебаниях нагрузки и наложенных вибрациях
	<i>o</i>	Обойма подшипника может быть полностью заполнена смазкой, если нет колебаний нагрузки и вибраций
	<i>l</i>	На базовом масле с вязкостью не менее 100 мм ² /с при 50 °С

2.67. Взаимозаменяемость пластичных смазок [2.45]

Смазка	ПНР	<i>British Petroleum</i>	<i>ESSO</i>	<i>MOBIL</i>	<i>SHELL</i>
Кальциевая	<i>Maszynowy 2</i>	<i>Energrease C2</i>	<i>Estan-2</i>	<i>Mobilgrease AA-2</i>	<i>Unedo-2</i>
	<i>Maszynowy 3</i>	<i>Energrease C3</i>	<i>Estan-3</i>	<i>Mobilgrease AA-3</i>	<i>Unedo-3</i>
Кальциевая с графитом	<i>Grafitowany</i>	<i>Energrease C3G</i>	<i>Van Estan-3</i>	<i>Mobilgrease Graphited N3</i>	<i>Barbatia 4</i>
Литиевая многофункциональная	<i>LT-4 S-2</i>	<i>Energrease LS-2</i>	<i>Beacon-2</i>	<i>Mobilux-2</i>	<i>Alvania R-2</i>
	<i>LT-4 S-3</i>	<i>Energrease LS-3</i>	<i>Beacon-3</i>	<i>Mobilux-3</i>	<i>Alvania R-3</i>
Литиевая высокого нагружения	<i>Liten EP-1</i>	<i>Energrease LS EP-1</i> <i>Energrease LS EP-2</i>	<i>Beacon EP-2</i> <i>Beacon EP-3</i>	<i>Mobilux EP-2</i>	<i>Alvania EP-1</i> <i>Alvania EP-2</i>

Смазка	Литолта	British Petroleum	ESSO	MOBIL	SHELL
Бентолитовая высокотемпературная	Bentor-2	Energrease HTE-2	Norva-275	Mobiltemp-2	Darina R-3
Полужидкая (для некоторых передач)	Liten EPX 0 (-00)	Energrease FG OQ-EP	PEN-o-LED EP-GREASE	Mobil PLex-45	Simnla 0

торого она должна защищать различные детали машины и окружающую среду. Многие смазки содержат наполнители, увеличивающие уплотнительные свойства. Для увеличения адгезии в эти смазки добавляется 3 ... 5 % полиизобутилена. В вакуумные смазки вводится 15 ... 20 % полимеров. Смазки выпускаются на базе минеральных и синтетических масел с высокой вязкостью. Загустители могут быть твердые углеводороды, мыла и неорганические соединения. Выпускаются бензиностойкие смазки (цинковая смазка, в состав которой входят окисленное касторовое масло и глицерин).

Смазка для газовых кранов — кальциевая смазка, содержащая касторовое масло.

Насосная смазка — летневая смазка, содержащая касторовое масло и препарат коллоидного графита, применяется для уплотнения устройств для перекачки воздуха, минеральных масел, для смазывания подшипников насосов, перекачивающих нефтепродукты.

Вакуумная смазка, в ее состав входят минеральное масло и резинин. Может применяться до температуры 50 °С для уплотнения стеклянных и металлических соединений.

Некоторые смазки западных фирм. В западных странах выпускается большое число разнообразных пластичных смазок, имеющих разные свойства и назначение (табл. 2.66) [2.43, 2.47].

Приблизительная возможность взаимозаменяемости смазок представлена в табл. 2.67.

2.5.6. Трибологические свойства пластичных смазок

Чтобы пластичная смазка могла выполнить основные трибологические функции, она должна всегда присутствовать в узле трения. Она не должна быть «выдавлена» из него или выброшена под действием центробежной силы (в подшипниках). Количество пластичной смазки во многих узлах трения пополняется периодически. В других она должна выполнять свои функции в течение всего срока службы смазываемого устройства без пополнения. Отсутствие смазки в узле трения приводит к сухому трению, большому износу и к аварийной ситуации. Поэтому, чтобы смазка могла выполнять свои трибологические функции, она не должна удерживаться в узле трения. Этому способствует структура смазки, образующая загустителем. Она обеспечивает соответственно большую вязкость и реологические свойства, удерживающие смазку в сопряжении.

Внешние воздействия на узел трения и, следовательно, на пластичную смазку разрушают структуру смазки, что ведет к изменениям механических и реологических свойств смазки. Изменения вызываются как механиче-



Рис. 2.29. Структура 12-оксистеаратом лития в смазке LT-4s2

скими (нагрузка, скорость), так и тепловым воздействием. Тепловые изменения могут вести к разрушению коллоидной структуры и выделению масла (синерезис). Разделение двух основных компонентов смазки может привести к очень тяжелым последствиям, потому что вытекающее из смазки масло перестанет обеспечивать смазывание, а остающийся загуститель может склеить узел трения данного устройства.

Увеличение температуры выше температуры плавления компонентов смазки приводит к расплавлению смазки и ее вытеканию из узла трения, что является причиной заедания. Механические воздействия вызывают срезание волокон загустителя, их фрагментацию, разделение агрегатов, образующих пространственную структуру, раскручивание волокон и т. п. В результате изменяются вязкость смазки, предел текучести, пенетрация и другие свойства, связанные с ее структурой. Примером могут служить результаты исследований структуры нескольких смазок с помощью электронного микро-

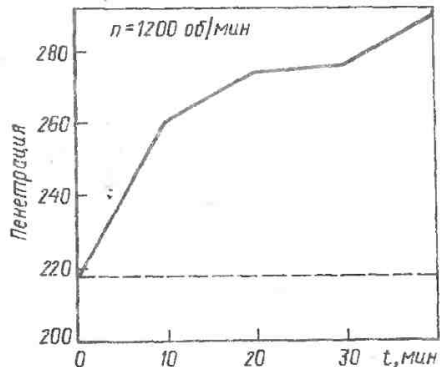


Рис. 2.30. Пенетрация смазки LT-4s2 во времени после длительного механического воздействия (гомогенизации) и разрушения (распушивания) структуры

скопа, изменения пенетрации и реологические измерения [2.46]. На рис. 2.29 представлена фотография структуры 12-оксистеарата лития в смазке LT-4s2. Очень хорошо видны скрученные волокна литиевого мыла. Отдельные волокна соединены между собой и



Рис. 2.31. Структура смазки Shell Alcanic R-2 после гомогенизации



Рис. 2.32. Структура смазки *Shell Alvania R-2* после распушвания

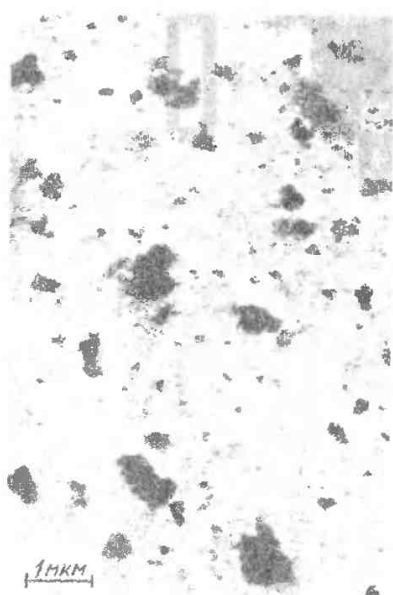


Рис. 2.34. Структура смазки *Syntex-2* после гомогенизации

образуют пространственную структуру.

С увеличением продолжительности механического воздействия и разрушением структуры растет пенетрация, т. е. смазка становится мягче (рис. 2.30). На рис. 2.31 и 2.32 отчетливо видно, что после длительной работы смазки происходят гомогенизация и распушивание структуры смазки с фрагментацией волокон и выраженное снижение степени их пространственных связей.

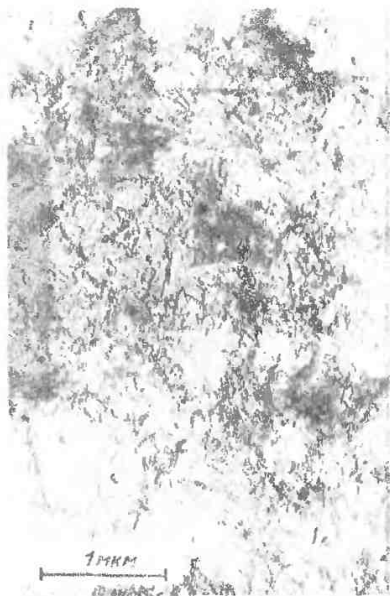


Рис. 2.35. Структура смазки *Syntex-2* после гомогенизации и распушвания

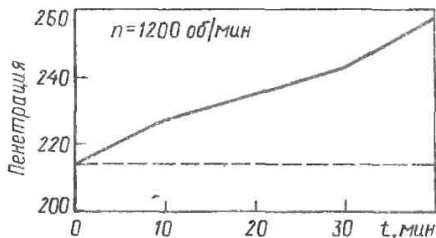


Рис. 2.33. Пенетрация смазки *Shell Alvania R-2* во времени после гомогенизации и разной продолжительности распушвания

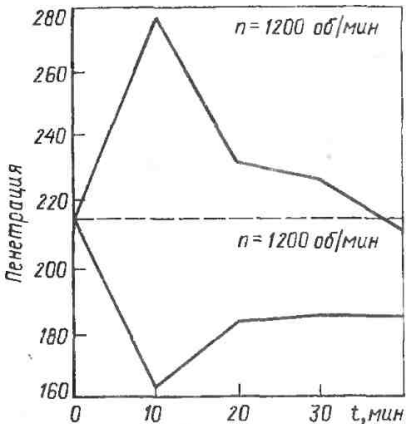


Рис. 2.36. Пенетрация смазки Syntex-2 во времени после гомогенизации и распушивания

Это отражается и на пенетрации (рис. 2.33). В смазках, не имеющих сформированных волокон и с иной, чем в смазках, загущенных мылами, коллоидной структурой, например в поликарбамидной смазке Syntex-2, характер изменений структуры и связанных с ней реологических свойств зависит от продолжительности и интенсивности механических воздействий, но приводит к другим результатам, чем в предыдущих случаях (рис. 2.34, 2.35, 2.36).

Из представленных экспериментальных данных следует, что поведение смазки в узле трения и ее свойства тесно связаны со структурой загустителя.

2.5.7. Подбор пластичных смазок

При подборе пластичных смазок необходимо добиваться наиболее полного соответствия свойств смазок условиям работы в устройствах, которые они должны смазывать. Как уже говорилось выше, для выполнения своих функций смазка должна удерживаться в сопряжении, т. е. должна быть стойкой к действующим на узел механическим и тепловым нагрузкам. Исходным первым этапом подбора смазки для устройства является анализ границ механи-

ческих и тепловых нагрузок узла трения, для которого подбирается смазка. Далее обычно среди серийных смазок выбирают такую, которая может нести эти нагрузки, пользуясь справочными данными (таблицы, формулы, коэффициенты) или основываясь на эксперименте. Экспериментальный подбор дорог и применяется, если смазку подбирают для большой партии устройств. Оценочные испытания проводят на прототипах устройств либо пользуются моделями. Во всех случаях подбора должен учитываться диапазон нагрузок, действующих в реальном устройстве. Поскольку пластичные смазки применяются в основном для смазывания подшипников (главным образом, подшипников качения), установленных в самого разного рода устройствах, то чаще других приходится решать проблему подбора смазки для подшипников.

Основными параметрами работы подшипников являются температура, нагрузка и скорость вращения. Нагрузка и скорость — внешние параметры. Температура в подшипнике зависит от температуры окружающей среды и процессов выделения теплоты в результате трения. Несущая способность каждого подшипника характеризуется динамической грузоподъемностью C (H) и предельной частотой вращения $n_{пр}$ (c^{-1}). Их значения приводятся в справочниках. Чаще пользуются относительными величинами C/P и $n/n_{пр}$, где P — эквивалентная нагрузка на подшипник в соответствии с блоком нагружения, n — частота вращения. Температура работы подшипника — это температура, устанавливающаяся в результате равновесия между количеством теплоты, подводимой к подшипнику снаружи, и количеством теплоты, выделяемой в результате процессов трения, с количеством теплоты, отводимым в окружающую среду. Следует заметить, что пластичные смазки плохо отводят теплоту от смазываемых деталей, и это их основной недостаток.

Средняя рабочая температура большей части подшипников находится в пределах $30 \dots 80$ °C. На рис. 2.37 и 2.38 показано, что в этом диапазоне температур могут работать все пластичные смазки, не испытывая отри-

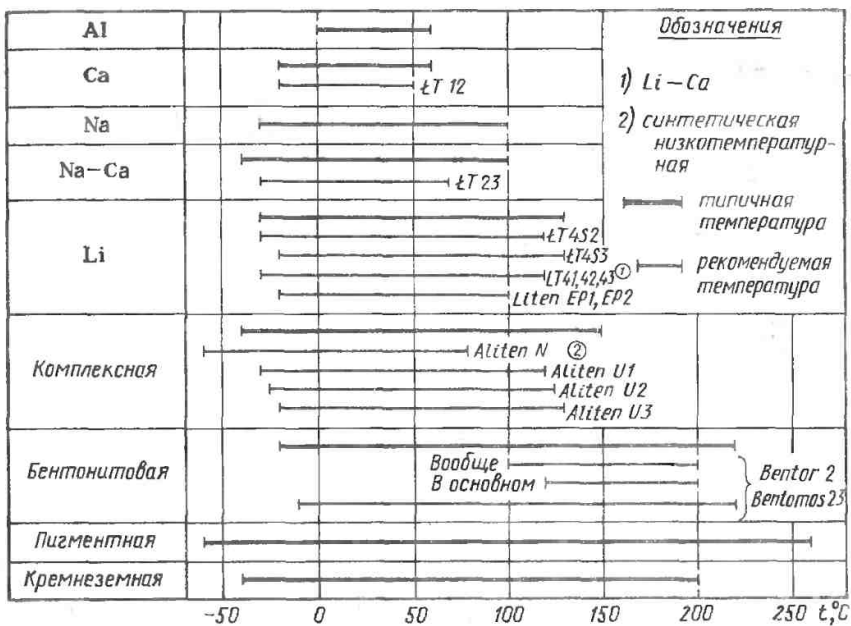


Рис. 2.37. Диапазон рабочих температур пластичных смазок, выпускаемых в Польше

дательного влияния на прочность их структуры. Средняя продолжительность работы, которую выдерживает смазка в этом диапазоне температур, составляет до нескольких десятков тысяч часов. При температуре выше 100 °C ряд смазок работать не может (обычные кальциевые, натриевые, алюминиевые). При температуре до 120 °C могут применяться смазки, сгущенные литиевыми мылами, комплексные смазки (Ca, Na, Al) и смазки, сгущенные неорганическими и органическими загустителями. При температуре до 150 °C могут применяться только комплексные смазки (Ca, Na, Li, Al) и смазки на неорганических и органических загустителях. Продолжительность работы смазок сокращается до нескольких сот часов. При температуре выше 150 °C работает небольшое число подшипников — несколько процентов. Обычно это подшипники в специальных устройствах. Для их смазывания применяются силикагелевые, бентонитовые, пигментные и полимерные смаз-

ки. Постоянную рабочую температуру 200 ... 300 °C выдерживают только смазки на синтетических маслах из группы силиконовых и галогенированных масел с неорганическими и пигментными загустителями.

Кроме смазывания подшипников при высоких температурах существует проблема смазывания подшипников при отрицательных температурах, связанная с зимней эксплуатацией машин или их эксплуатацией в холодных климатических зонах. Хотя при низких температурах [порядка — (20 ... 30) °C] увеличивается вязкость дисперсионной фазы и смазка твердеет, сопротивление вращению подшипника остается небольшим. В этих условиях нормальное смазывание обеспечивают все смазки, за исключением тех, что изготовлены из масел с большой вязкостью. При температуре ниже — (30 ... 50) °C должны применяться низкотемпературные смазки на маслах с небольшой вязкостью, содержащие не очень большое количество загустителя. При под-

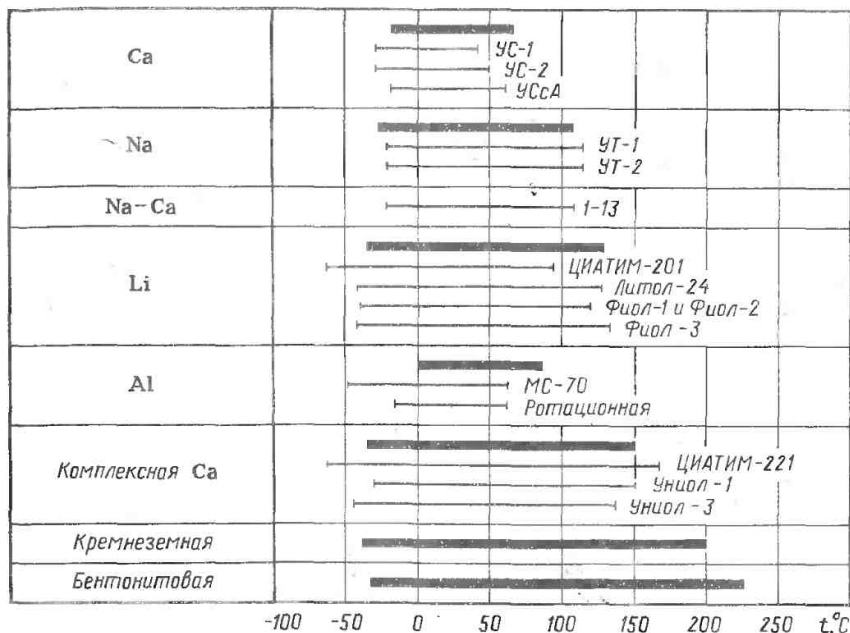


рис. 2.38. Диапазон рабочих температур пластичных смазок, выпускаемых в СССР

боре пластичной смазки эти температурные условия работы подшипника должны учитываться при оценке термической стабильности данной смазки.

Надо также учитывать при подборе смазки влияние частоты вращения. Увеличение частоты вращения приводит к увеличению угловой скорости и скорости сдвига смазки, разрушающей ее структуру и значительно снижающей вязкость. Однако для некоторых смазок увеличение скорости сдвига приводит лишь к незначительному снижению вязкости или даже ее увеличению, структура сгущается. Увеличение угловой скорости приводит к росту центробежной силы, удаляющей смазку со смазываемой детали. Из-за того, что адгезия пластичной смазки к металлическому основанию имеет ограниченную величину, нельзя размазывать слишком больших угловых скоростей, если должно быть осуществлено смазывание. С большими скоростями, кроме того, связано выделение большого ко-

личества теплоты, что ведет к уменьшению тепловой стабильности смазки. В этих условиях увеличение нагрузки приводит к дальнейшему росту температуры в контакте с возможностью возникновения тепловой деструкции смазки и переходу к сухому трению и далее вадире и заеданию. Поэтому при росте нагрузки угловая скорость должна быть соответственно снижена, чтобы температура на контакте не превышала допустимых значений (обычно при $C/P \leq 10 \dots 5$ угловая скорость ограничивается до 75 % максимальной скорости). В справочниках приводятся значения номинальной предельной частоты вращения $n_{пр}$, при которой подшипник качения можно смазывать пластичной смазкой. Они установлены в предположении, что подшипники нормального класса точности работают при небольшой спокойной нагрузке ($C/P \geq 15$) в условиях хорошего теплоотвода [2.43]. В справочниках приводятся также дополнительные коэффи-

2.68. Примерные максимальные допустимые значения произведения nd для разных видов подшипников, смазываемых пластичными смазками [2.43]

Тип подшипника	nd , 10^4 мм × × об/мин
Шариковый	16 ... 40
Роликовый	12 ... 40
Конический	10 ... 25
С бочкообразными роликами	80 ... 22
Упорный шариковый	6 ... 15

коэффициенты k , уменьшающие или увеличивающие $n_{пр}$ до допустимого значения $n_{пр. доп}$, в зависимости от дополнительных факторов.

$$n_{пр. доп} = n_{пр} k_p k_z k_R, \quad (2.12)$$

где k_p , k_z , k_R — коэффициенты, учитывающие соответственно равные нагрузки, влияние числа подшипников, тип сепаратора.

Применяется также показатель фактической частоты вращения подшипника

$$W = \frac{n}{n_{пр. доп}} 100 \%. \quad (2.13)$$

Как указано в [2.43], предельно допустимую скорость надо уменьшать, в частности, если подшипники сильно нагружены ($C/P < 15$), то $n_{пр. доп} = 0,75$; для радиальных подшипников, нагруженных силой под углом, $n_{пр. доп} = 0,65$; если подшипники имеют резиновое уплотнение, то $n_{пр. доп} = 0,66$; для подшипников, установленных на вертикальной оси, $n_{пр. доп} = 0,75$; когда подшипники устанавливаются парами, $n_{пр. доп} = 0,75$, а для подшипников, работающих с неподвижным внутренним и подвижным внешним кольцом, $n_{пр. доп} = 0,5$; для закрытых подшипников $n_{пр. доп} \leq 0,65$.

В работе [2.43] приводятся также значения коэффициентов k_p , k_z и k_R для различных типов подшипников.

Размеры подшипников при данной частоте вращения влияют на линейную

(окружную) скорость. Поэтому, чтобы полной характеризовать условия работы смазки, используется произведение nd , где d — внутренний диаметр подшипника. Примерные максимальные значения произведения nd для разного вида подшипников, смазываемых пластичными смазками, приведены в табл. 2.68. Для подшипников, работающих с частотой вращения меньше 3000 об/мин и $nd \leq 150\,000$ мм × об/мин, можно применять любой вид смазки. При частоте вращения больше 5000 об/мин используются высококачественные смазки с большой прочностью структуры; литевые, комплексные (Ca, Al, Li) и полимерные. При больших частотах вращения лучше работают смазки на маслах с небольшой вязкостью, но с высоким классом консистенции — более твердые [2.40].

Несмотря на то что в подшипниках возникают значительные контактные напряжения, пластичные смазки обеспечивают большую прочность смазывающей пленки, так как большинство загустителей имеют полярный характер. В обычных условиях работы подшипников качения при $C/P > 10 \dots 15$ величина контактных напряжений не превышает 1000 МПа, поэтому нет необходимости применять смазки с присадками EP. Смазки с присадками EP используются для смазывания подшипников, работающих при контактных напряжениях выше 3000 МПа, или в случае, если в подшипнике кроме трения качения возникает трение скольжения (роликовый подшипник). Смазки с присадками EP следует применять в шариковых и роликовых подшипниках с радиальной нагрузкой при $C/P \leq 7$ и в роликовых подшипниках, в которых возникает большая продольная осевая нагрузка при радиальной нагрузке $C/P \leq 10$.

Приведенные выше рекомендации вытекают из опыта эксплуатации. Они имеют очень общий ориентировочный характер, потому что до сих пор нет методов расчета, связывающих контактные напряжения с противозадирными свойствами пластичных смазок. При подборе смазки к конкретному устройству важен выбор смазки с соответствующим классом консистенции. Смазки с консистенцией I-го класса

применяются для центральных систем смазывания и в тех случаях, когда необходимо легкое перекачивание смазки. В остальных случаях применяются смазки с консистенцией 2-го класса. Более твердые смазки (консистенция 3-го класса) используются при смазывании подшипников диаметром более 65 мм с вертикальной или наклонной осью, когда требуется погасить сильные вибрации механизма во время работы или тщательно уплотнить подшипниковый узел.

При подборе смазки могут быть предъявлены требования к ее прочности и водостойкости. С обширными данными правил подбора смазок можно ознакомиться в работах [2.40, 2.43].

Таким образом, при подборе пластичной смазки необходимо: провести анализ нагрузок, действующих на смазку в устройстве; определить, какой должен быть вид смазки с учетом рабочей температуры, угловой скорости и развиваемой при трении температуры; по уровню нагрузок (отношение C/P) определить потребность применения смазки с присадками EP или без них; подобрать консистенцию смазки.

При подборе следует учитывать цену смазки, помня, что более дорогие смазки имеют больший ресурс работы и их применение окупается при эксплуатации.

В ряде случаев подбор смазки по справочным данным оказывается недостаточным. В таких случаях прибегают к экспериментальному подбору смазочного материала. Такие исследования проводятся при подборе смазки для новых устройств, работающих в более тяжелых условиях, чем прежде, при внедрении новых смазок, изменении их рецептуры, присадок или технологии изготовления. (Теория испытаний на трение и износ изложена в т. 1 справочника, а методика триботехнических натуральных и модельных испытаний приведена в т. 3 справочника).

В некоторых случаях кроме обычных исследований трения и несущей способности смазки необходимы исследования на долговечность, которые проводятся на стендах с использованием натуральных подшипников качения в качестве изучаемых узлов. Не вдаваясь в подробности, здесь укажем, что в рам-

ках исследований на долговечность необходимо проводить следующие эксперименты: по методике стандарта TGL—26445 на аппарате Спенглера — Кугельфшера определяется верхняя граница температуры в объеме смазки при наружном, часовом режиме трения. Допустимая температура не должна превышать 150 °С. Дополнительно оцениваются выбрасывание смазки из подшипника, выделение масла, разрыв смазочной пленки;

по методике стандарта ДИН—51860 на аппарате SKF R2F определяется работоспособность смазки при повышенной температуре. Продолжительность испытания 480 ч, допустимая температура до 200 °С. Используется подшипник с бочкообразными роликами 22312 при радиальной нагрузке 8330 Н и частоте вращения 1500 ... 2500 об/мин;

на аппарате Federal Tests испытывается натуральный шариковый подшипник 5204 при осевой нагрузке 22,5 Н, радиальной нагрузке 13 Н, частоте вращения 10 000 об/мин и допустимой температуре 120 °С. При этих испытаниях мерой качества смазки является продолжительность эксперимента до разрушения подшипника.

В ряде случаев проводятся дополнительные эксперименты для оценки качества эластогидродинамической пленки смазки. Для этого используется модификация аппарата Спенглера, в котором через исследуемый подшипник пропускается электрический ток [2.44]. Измерения во времени мгновенных значений силы тока позволяют выявить условия, приводящие к разрушению пленки смазки с перепадом к граничному и далее сухому трению.

Кроме того, при таких экспериментах применяется переменное программирование нагрузки, дополнительное нагревание, допускающее проведение исследований до температуры деструкции и разложения смазки. Верхней границей применимости смазки при продолжительной работе является температура, при которой на смотровом стекле аппарата появляется масляный туман. Исчезновение ЭГД-слоя при данной нагрузке дает основание для выводов о противозадирных свойствах

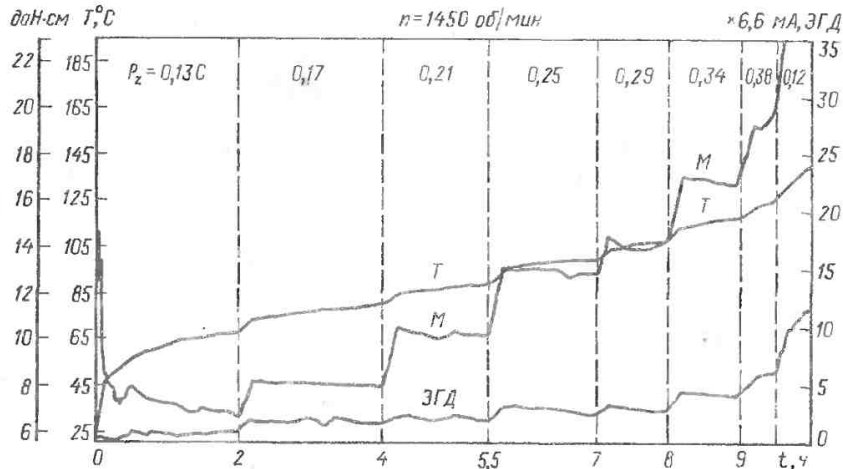


Рис. 2.39. Результаты исследований поликарбамидной пластичной смазки Syntex-2 с помощью модифицированного аппарата Спенглера [2.42]

смазки. Коллоидная стабильность смазки определяется количеством выделившегося масла.

Цикл исследований в модифицированном аппарате Спенглера при выполнении полной программы составляет 11 ч. Сравнение результатов испытаний при частотах вращения 1450 и 2850 об/мин позволяет оценить чувствительность смазки к изменению ча-

стоты вращения. Для иллюстрации этих методов испытаний представлены две диаграммы, показывающие изменения свойств эластогидродинамической пленки смазки по силе тока, момента сопротивления вращению подшипника и объемной температуры для смазок Syntex-2 и SKF LGLT 2/1 при частоте вращения $n = 1450$ об/мин (рис. 2.39 и 2.40).

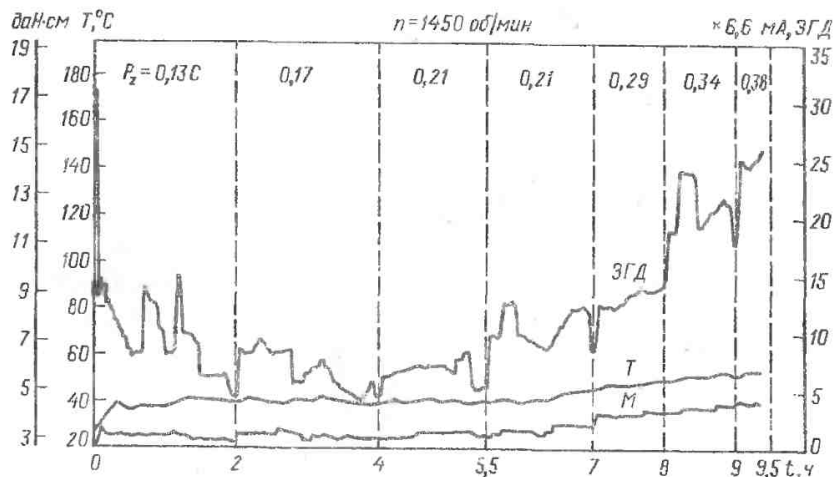


Рис. 2.40. Результаты исследований пластичной смазки SKFLGLT2/1 с помощью модифицированного аппарата Спенглера [2.42]

2.6. ТВЕРДЫЕ СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И АНТИФРИКЦИОННЫЕ ПОКРЫТИЯ

2.6.1. Классификация и основные характеристики твердых смазочных материалов

Во многих специфических случаях в узлах трения не могут применяться газообразные, жидкие и пластичные смазочные материалы. К этим случаям относятся условия работы узлов трения при температурах застывания масел и смазок, при высоких температурах, при которых смазки разлагаются и испаряются. К этим случаям относятся также условия недопустимости присутствия жидкой среды, наличие глубокого вакуума и воздействия ионизирующего излучения, недоступность поверхностей трения для периодического подвода к ним смазочного материала и др.

Необходимость смазывания узлов трения машин и механизмов, работаю-

щих в подобных условиях, определила потребность в твердых веществах, обладающих смазывающей способностью. К настоящему времени изучено большое число природных и искусственных твердых смазочных веществ, которые можно разделить на две группы:

неорганические: слоистые (дихалькогениды металлов, графит, фторированный графит, нитрид бора и др.); неслоистые (хлориды, фториды и иодиды металлов, окислы и др.); мягкие металлы (Pb, Sn, Cd, In, Ga, Ag, Au);

органические полимерные материалы (политетрафторэтилен, полиимиды и др.).

Некоторые из перечисленных веществ не нашли широкого применения, так как оказывают коррозионное воздействие на стали и ряд металлов (CoCl₂, HgJ₂) или подвержены растворению в воде (CdJ, CdCl₂, SnBr₂, NiCl). К наиболее распространенным твердым смазочным материалам (ТСМ) относятся графит и дихалькогениды (Mo, W, Nb, Ta). Физико-механические свойства слоистых ТСМ приведены в таблице 2.69.

2.69. Физико-механические свойства слоистых ТСМ

Показатель	Графит природный	MoS ₂	WS ₂	MoSe ₂	WSe ₂	NbSe ₂	BN
Параметры кристаллической решетки: Å							
a	1,42	3,16	3,187	3,28	3,29	3,439	2,5
c	3,35	12,29	12,525	12,84	12,97	12,188	5
c/a	2,4	3,9	3,92	3,92	3,94	7,32	2
Плотность, г/см ³	2,1 ... 2,2	4,7 ... 4,9	7,4	6,9	9,22	6,25	2,27
Твердость по Моосу (спрессованные образцы)	1,0 ... 1,5	1 ... 2	1,0	—	—	—	1 ... 2
Модуль упругости, МПа	5050	8500	—	—	—	—	2280
Температура, °С: окисления	400	350 ... 400	510	400	350	350	700
разложения	3500	1000 ... 1300 (в вакууме)	1300 ... 1500 (в вакууме)	—	—	—	3000

2.70. Температурная стойкость к окислению дихалькогенидов

Соединение	Температура, °С, при степени окисления, %		
	10	50	90
MoS ₂	435	600	505
WS ₂	485	550	610
TaS ₂	620	630	640
MoSe ₂	480	560	590
WSe ₂	540	605	635
NbSe ₂	410	485	510
TaSe ₂	570	610	665

Графит — природный материал с гексагональной кристаллической решеткой, образованной рядом параллельных слоев — базисных плоскостей, состоящих из атомов углерода с высокой энергией связи при меньшей энергии связи между плоскостями базиса. В атмосферных условиях графит обладает хорошими антифрикционными свойствами, однако в вакууме и инертных газах и сухом воздухе теряет указанные свойства. Графит и графитовые материалы имеют малую химическую активность, стойки к воздействию большинства кислот и щелочей, растворов солей и органических растворителей. В то же время графит обладает высокой адсорбционной способностью, при этом адсорбируемые вещества (пары воды, кислород, углеводороды, пары органических и неорганических веществ) могут внедряться в межплоскостные пространства графита и увеличивать расстояние между плоскостями, снижая поверхностную энергию между ними. Этот эффект объясняет антифрикционные свойства графита. Предельная температура работоспособности графита в воздушной среде определяется температурой его окисления. При трении в вакууме и температуре выше 1000 °С графит имеет невысокий коэффициент трения ($f = 0,15 \dots 0,25$), что может быть объяснено ослаблением связей между базисными плоскостями кристаллической решетки [2.13]. Для проявления адгезионной способности графита с металлом необ-

ходима ориентация его частиц базисными плоскостями параллельно направлению поверхности скольжения. При ориентации частиц перпендикулярно или под наклоном к поверхности графит может проявлять абразивное действие.

Дихалькогениды переходных металлов (Mo, W, Nb, Ta) имеют гексагональную кристаллическую структуру слоистого типа с весьма малой поверхностной энергией плоскостей базиса; обладают высокими антифрикционными свойствами, ухудшающимися при адсорбции кислорода, паров воды и других веществ. Вещества, вступающие в сильное химическое взаимодействие с серой (дисульфиды металлов), образуют кристаллические решетки, в которых в межплоскостном пространстве затруднен сдвиг по базисным плоскостям. Этим объясняется ухудшение свойств дихалькогенидов в условиях повышенной влажности и улучшение их антифрикционных свойств в вакууме и инертных газах по сравнению с графитом.

Резкое снижение коэффициента трения (до $f \approx 0,01$) получено, например, для покрытия дисульфида молибдена без связующего прогревом в вакууме при температуре 800 °С, а также при его бомбардировании электронами, ионами или нейтральными атомами [2.48], чем достигается полное обезвоживание дисульфидмолибденового покрытия.

При работе в вакууме предельная температура работоспособности дихалькогенидов близка к температуре их разложения, а в воздушной среде ограничивается температурой окисления. В отличие от графита и дисульфида молибдена, являющихся природным сырьем, дисульфид вольфрама и диселениды Mo, W, Nb, Ta получают искусственно. Данные о стойкости к окислению дихалькогенидов ряда металлов приведены в табл. 2.70.

Нитрид бора (BN). В качестве ТСМ используется α -модификация BN, имеющая гексагональную решетку с атомами азота и бора, расположенными в базисных плоскостях попеременно (B—N—B—N—...). Связь между базисными плоскостями, достаточно высокая при температуре до 500 °С, сни-

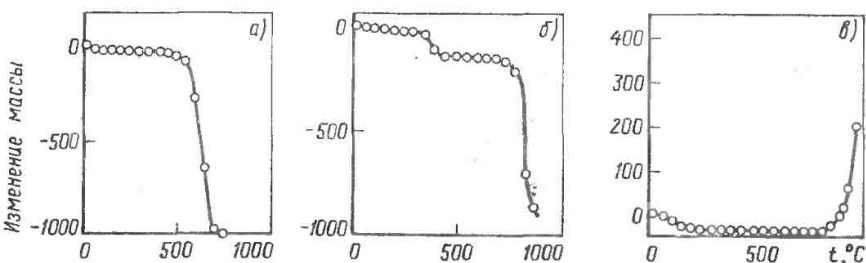


Рис. 2.41. Потери массы порошков слоистых ТСМ при нагреве в сухом кислороде: а — графит; б — MoS_2 ; в — BN

жается за счет хемосорбции кислорода при более высокой температуре. Для снижения коэффициента трения нитрида бора, так же как и для графита, необходимы адсорбированные поверхностные пленки. BN весьма стоек к воздействию высоких температур и агрессивных сред.

Термогравиметрические данные о критической температуре изменения массы для графита, MoS_2 и BN в атмосфере сухого кислорода приведены на рис. 2.41. Резкая потеря массы в этих условиях характерна для графита при 560 °C, для MoS_2 при 800 °C, а для BN имеет место резкое увеличение массы при 900 °C. Потеря массы связана с окислением графита и MoS_2 и образованием соответственно CO и MoO_3 , а увеличение массы BN — с возникновением окиси бора.

Фторированный графит (CF_x)_n. Предполагается, что между атомами фтора и графита существуют ковалентные связи. Гексагональная кристаллическая решетка по сравнению с графитом искажена, и расстояние между плоскостями из углеродных атомов увеличено до 8 Å, что обеспечивает снижение сопротивления сдвигу между базисными плоскостями. При нагреве (CF_x)_n на воздухе не окисляется, но при температуре 500 °C происходит термодеструкция с образованием тетрафторметана и чистого графита.

Фториды и хлориды. Фториды металлов имеют коэффициенты линейного расширения, близкие к коэффициентам линейного расширения конструктивных сплавов на основе Ni, Cr, Co, и благодаря низкой твердости не вызывают их абразивного изнашивания.

Наибольшее применение имеют фториды кальция и бария, используемые в качестве покрытий для жаростойких сплавов. Применение фторидов металлов ограничивается температурой их окисления (~827 °C).

Фторид кальция химически стоек в горячей окислительной и восстановительной среде, имеет кристаллическую структуру и характеризуется низким давлением испарения и малой растворимостью в воде.

Смеси BaF_2 и CaF_2 применяют в качестве покрытий на жаропрочных сплавах (Ni, Ni—Cr—Co) или пропитки расплавленной эвтектикой $\text{BaF}_2/\text{CaF}_2$ деталей, полученных методом порошковой металлургии. Покрытия наносят также плазменным методом при одновременном нанесении смеси порошков металла и ТСМ или при последовательном нанесении в начале металлической композиции, а затем фторидного покрытия. Максимальная рабочая температура в воздушной среде комбинированных фторидных покрытий на жаростойких сплавах ограничивается окислением сплавов (в покрытии эти сплавы окисляются быстрее). Предел работоспособности покрытий при длительной эксплуатации — 800 °C, при кратковременной — 900 °C.

Хлорид циркония (получают электрическим осаждением из расплава 65 % ZrCl и 35 % NaCl) имеет кристаллическую структуру, близкую к графиту, но с расстоянием в направлении кристаллографических плоскостей $a = 3,35 \text{ \AA}$ и $c = 8,8 \dots 9 \text{ \AA}$. Плотность 4 г/см³. Повышение температуры до 400 °C практически не оказывает влия-

2.71. Твердость и температура плавления мягких металлов и некоторых окислов

Характеристика	In	Pb	Sn	Cd	Ag	Bi_2O_3	PbO	Sb_2O_3	CdO	CuO	ZnO
Кристаллическая решетка	ГГ	ГЦК	ГГ	ГПУ	ГЦК	—	—	—	—	—	—
Твердость по Моосу	1	1,5	1,8	2,0	2,5 ... 3	2,0	2,0	2,5	3,0	3,0	4,0
Температура плавления, °С	165	327	238	321	961	817	886	—	826	—	975

ния на его механические свойства. При 400 ... 600 °С хлорид циркония становится термопластичным, а при дальнейшем повышении температуры до 1000 °С сохраняет упругие свойства.

Мягкие металлы и окислы (табл. 2.71) используются в качестве основы или компонентов покрытий на твердых конструкционных материалах. Их антифрикционность определяется малым сопротивлением срезу в тонком слое мягкого покрытия при относительном движении поверхностей трения под нагрузкой. Существенно, что с повышением температуры для этих материалов происходит снижение сопротивления среза за счет уменьшения их твердости. Порошки мягких металлов и окислов вводят в качестве наполнителей в композиционные антифрикционные материалы и смазочные материалы.

Окислы (PbO , Ba_2O_3) целесообразно применять при трении в окислительных средах. Соединения CdO , CoO , Bi_2O_3 , Sb_2O_3 , ZnO , не обладающие удовлетворительными антифрикционными свойствами, используются в качестве антиокислителей. Окисел Sb_2O_3 , кроме того, используется в качестве добавки, способствующей повышению термической стабильности материалов при высоких температурах.

Органические полимерные материалы. Другие полимерные материалы, такие, как полиэтилен, полиимиды и т. п., в чистом виде не обладают высокими антифрикционными свойствами и ис-

пользуются в качестве связующих в ТСП или основы композиционных антифрикционных материалов. Антифрикционные полимерные подшипники скольжения будут рассмотрены в гл. 1 и 2 т. 3 справочника. Политетрафторэтилен (ПТФЭ) — термопластичный материал. Он обладает уникальными природными антифрикционными свойствами, чрезвычайно химически стоек, не смачивается большинством жидкостей, не горит. ПТФЭ имеет смешанную кристаллическую и аморфную структуру, причем степень кристалличности может достигать 90 %. Взаимодействие между молекулами и кристаллами ПТФЭ осуществляется слабыми ван-дер-ваальсовыми силами, что и обеспечивает его высокую антифрикционность. При трении молекулы ПТФЭ переносятся на поверхность контртела, ориентируются вдоль направления скольжения, далее трение осуществляется между одноименными материалами. В чистом виде ПТФЭ при трении под нагрузкой подвержен значительной остаточной пластической деформации, имеет большой износ, поэтому практически не применяется. ПТФЭ производят в виде порошка и суспензии. Он имеет следующие физико-механические характеристики: плотность 2,15 ... 2,20 г/см³, твердость $\text{HV } 3 \dots 4$, температура плавления кристаллов 327 °С, температура рекристаллизации аморфных участков —80 °С, температура разложения материала 450 °С; коэффициент тепло-

прочности 0,25 Вт/(м²·°С), предел прочности на растяжение 14 ... 31,5 МПа, модуль упругости при изгибе 0,47 ... 0,85 ГПа, водопоглощение за 24 ч отсутствует.

2.6.2. Композиции на основе ТСМ

ТСМ применяется в качестве покрытий конструкционных материалов и антифрикционных наполнителей в композиционных материалах.

Твердые смазочные покрытия (ТСП). Основными требованиями к подобным покрытиям для обеспечения приемлемых антифрикционных свойств и износостойкость принято считать:

низкое сопротивление срезу. Это свойство непосредственно связано с твердостью покрытия, исключение составляет группа веществ слоистой структуры, обладающая анизотропией механических свойств в разных направлениях кристаллической решетки и дающая в направлении базовых плоскостей весьма низкое сопротивление срезу;

высокая адгезия материала покрытия к подложке;

возможно меньшая толщина слоя покрытия, что обеспечивает неизменность геометрии узла трения при пластической деформации. При этом имеет место меньший номинальный контакт на поверхности трения и меньшее трение;

высокое сопротивление изнашиванию, зависящее от перечисленных выше свойств;

отсутствие коррозионного воздействия на металлы (некоторые ТСМ могут разлагаться в процессе трения под воздействием высоких температур и пластической деформации, и продукты разложения взаимодействуют с подложкой, формируя поверхностные пленки с новыми свойствами);

высокая температурная стойкость, т. е. способность сохранять низкий коэффициент трения и малый износ при различных температурных режимах окружающей среды и температуре на поверхности трения.

Указанные свойства существенно зависят от природы ТСП, а также от способа их нанесения на детали. Из-

вестны следующие различные способы нанесения ТСП на поверхность трения деталей машин.

Механические. Обеспечивают сцепление частиц ТСМ с подложкой за счет их адгезии к металлу и внедрения в поверхностный слой металла. Методами натирания, галтовки, виброгалтовки не всегда можно получить прочные и износостойкие слои. Хорошие результаты получаются при использовании новых механических методов ФАВО (см. гл. 6 в т. 1 справочника).

Покрытия со связующими. Наносятся из суспензии твердого вещества со связующими типа органических, кремнийорганических смол или некоторых неорганических веществ с последующим отверждением термической обработкой или на воздухе. При этих способах применяются окунание, нанесение кистью, распыление суспензии, пропитка пор рабочих поверхностей. Прочность сцепления связующего с подложкой определяется адгезией связующего к металлу. Недостатком этого вида покрытий является зависимость их антифрикционных свойств и долговечности от свойств связующего вещества и его термической стабильности. Кроме того, трудно обеспечить равномерное распределение частиц ТСМ по всей толщине покрытия. При этом количество ТСМ должно быть достаточным для обеспечения высоких антифрикционных свойств и не ухудшать прочность сцепления связующего с подложкой. Толщина покрытий со связующим обычно составляет 20 ... 30 мкм. Присутствие в ТСП связующего вещества требует от последнего в условиях работы при высоких температурах на воздухе достаточной температурной стойкости, так как деструкция связующего ведет к разрушению всего покрытия. Предельные температуры деструкции для органических связующих веществ обычно не превышают 200 ... 250 °С. Существенно выше температуры деструкции кремнийорганических и фосфорорганических связующих 250 ... 600 °С. В вакууме термическая стойкость связующих данного вида выше, чем на воздухе. Потеря массы в вакууме при температуре 427 °С составляет 2 % для кремнийорганической смолы, 5 % для силиката натрия, 10 %

для эпоксидной и 32 % для мочевиноформальдегидной смолы. Большой температурной стойкостью при работе на воздухе обладают керамические связующие типа стекол (например, смесь CoO , V_2O_5 , BaO), обладающие высокой прочностью при повышенных температурах (до температуры плавления). С керамическими связующими применяются такие ТСМ, как графит, PbO , CaF_2 и смесь CaF_2 и BaF_2 . Предпочтительные рабочие температуры таких покрытий 260 ... 800 °С. Трудность применения покрытий с керамическими связующими типа стекол связана с необходимостью подбора коэффициента термического расширения такого связующего близким к коэффициенту термического расширения материала подложки. Если по этому показателю покрытия и подложки будут заметно отличаться, произойдет хрупкое разрушение и отделение покрытия от подложки.

Термохимические. Пленки твердых смазочных материалов слоистой структуры могут быть получены на поверхности переходных металлов IV—VI групп периодической системы элементов при химическом взаимодействии с некоторыми газами (сероводород, сероуглерод и др.) при высоких температурах (800—900 °С). Такой термохимический способ дает весьма прочное сцепление покрытия с металлом подложки при толщине покрытия до 100 мкм.

Известен также электрохимический метод осаждения на металлы частиц ТСМ из суспензий под воздействием постоянного электрического тока (метод электрофореза).

Физические. Включают плазменный, детонационный и вакуумные ионно-плазменные методы. Плазменное напыление производится в потоке плазмы инертного газа при температуре ионизированных элементарных частиц 5000 ... 10 000 °С. Поток плазмообразующего газа позволяет напылять ТСМ без их разложения и окисления при нагреве напыляемой поверхности до температуры 100—200 °С. Высокая скорость потока газа (до 600 м/с) обеспечивает прочное сцепление частиц с основным металлом. Недостатком покрытий, получаемых данным методом, является

их сравнительно высокая пористость 2 ... 15 %.

При детонационном методе частицы ТСМ в струе газов при направленном взрыве бомбардируют поверхность металла и прочно в ней закрепляются. При взрыве смеси гремучего газа (ацетилен и кислород) введенные в газ частицы разгоняются до очень больших скоростей (~1000 м/с). При ударе частиц с высокой кинетической энергией о твердую поверхность получают покрытие с минимальной пористостью (не более 2 %) и высокой прочностью сцепления с подложкой. Толщина покрытия может достигать 50 ... 100 мкм.

Вакуумные ионно-плазменные методы нанесения покрытий основаны на бомбардировании ионами инертного газа в вакууме мишени, изготовленной из ТСМ, и включают генерацию атомарного и молекулярного потока вещества, его ионизацию и конденсацию на поверхности детали. По степени ионизации осаждаемого на деталь потока вещества эти методы могут быть разделены на способы, основанные на катодном распылении наносимого материала в разряд постоянного тока и в высокочастотном разряде при малой степени ионизации (~1 %), и на способномного осаждения, при котором ионизация частиц может достигать 100 %. В связи с весьма высокой энергией частиц наносимого материала образуемое покрытие имеет высокую адгезию к подложке и плотность. К недостаткам этих методов можно отнести ограниченную толщину получаемых покрытий (2 ... 5 мкм).

Существует также способ образования покрытий путем пропитки пористого корпуса суспензией, пастой или расплавом ТСМ.

В машино- и приборостроении нашли широкое применение ТСП со связующими, указанные в таблице 2.72.

В последние годы разработана серия высокотемпературных термохимических покрытий на молибдене (Димолиты) и на ниобии (М-810) [2.49, 2.50]. Данные о покрытиях типа Димолит приведены в табл. 2.73.

Все шире используются покрытия, наносимые высокочастотным ионным распылением на детали различной фор-

2.72. Твердые смазочные покрытия с различными связующими, разработанные в СССР

Марка	Антифрикционный наполнитель	Связующие	Область применения
ВНИИНП-209 (ГОСТ 25.287—87)	MoS ₂	Кремнийорганическая смола	В узлах трения при температуре —40 ... +350 °С на воздухе; в вакууме при более высоких температурах То же
ВНИИНП-213 (ТУ 38.101.187—80)	MoS ₂		
ВНИИНП-212 (ТУ 38.101.594—80)	MoS ₂	Мочевиноформальдегидная смола Силикат натрия	То же до температур —40 ... +250 °С на воздухе Подшипники скольжения и качения, неподвижные резьбовые соединения, металлорежущий инструмент; при температуре —40 ... +350 °С на воздухе, при более высоких температурах в вакууме
ВНИИНП-229 (ОСТ 38.128—73)	MoS ₂		
ВНИИНП-230 (ТУ 38.101.558—75)	MoS ₂	Эпоксидная смола	Зубчатые колеса, шарниры; при температуре —40 ... +200 °С (стойко к радиационному воздействию) То же, что и ВНИИНП-213 на воздухе
ВНИИНП-251 (ТУ 38.101.584—80)	MoS ₂ , графит	Полиамидная смола	
ВНИИНП-504 (ТУ 38.101.1031—85) ЭОНИТ-3 (ТУ 38.101.1076—86)	MoS ₂ , графит MoS ₂ , графит	Смесь органических смол	Узлы трения на воздухе и в вакууме при повышенных температурах

мы. Для этих целей используются такие ТСМ, как: халькогениды (MoS₂, WS₂, MoSe₂, NbSe₂ и др.) и производные политетрафторэтилена [2.51, 2.52]. Для повышения эффективности тонких пленок халькогенидов, а также пленок свинцового покрытия на детали предварительно наносят подложку более твердого материала (окис кремния, пленки металла и др.).

В ряде случаев рационально применение многослойных покрытий, напри-

мер, на жаростойких и титановых сплавах, не обладающих удовлетворительными антифрикционными свойствами (сплавы типа ВЖЛ и ВТ-14). Для повышения антифрикционных свойств этих материалов на их рабочую поверхность сначала методом электроннолучевого легирования наносят слой тугоплавкого металла высокой твердости, затем гальваническим методом слой мягкого металла, а на него слой из ТСМ [2.49].

Покрытие	Фазовый состав	Материал подложки	Температура синтеза, °С	Толщина, мкм, не более	Предельная объемная температура работоспособности, °С	Микротвердость, МПа
Димолит-1	MoS ₂	Mo	823 ... 700	80	700 (длительно) 900 (кратковременно)	450 ... 500
Димолит-2	MoS ₂ +Pb	Mo	650 ... 750	100	900 ... 1000	800 ... 1000
Димолит-3	Твердый раствор MoS ₂ -ZnS	Mo	900	80	400 ... 450	3500 ... 5000
Димолит-4	MoS ₂ с сульфидами Fe, Cr, Ni	Высокохромистая сталь	700 ... 1 (стадия синтеза); 127 ... 2 (стадия синтеза)	30	400 ... 600	2000 ... 2500

2.6.3. Трибологические свойства ТСП

Антифрикционные свойства и износостойкость ТСП зависят от природы ТСП, природы связующего окружающей газовой среды, условий нагружения, температуры, конструкции узлов трения.

Графики долговечности покрытий (число оборотов до разрушения) на основе MoS₂ и графита с различными связующими, полученные при испытаниях на машине «Тимкен» в воздушной среде при различных температурах, приведены на рис. 2.42. Режим трения: начальная удельная нагрузка, рассчитанная по Герду, 77 МПа, частота вращения $n = 72 \text{ мин}^{-1}$ [2.53]. В этих условиях наибольшая долговечность получена для покрытий со связующими, содержащими борофосфатную соль и силикат натрия. (Методы триботехнических испытаний, машины трения и стенды для них описаны в гл. 6 т. 3 справочника).

Для сопоставления покрытия MoS₂ с органическими связующими с покры-

тием CaF₂ с керамическими связующими (смесь CaO, V₂O₅ и BaO) были проведены опыты на дисковой машине трения. Пальчиковый ползуи был нагружен 10 Н и скользил со скоростью 2,15 м/с. Результаты этих опытов в виде зависимости коэффициента трения от температуры представлены на рис. 2.43 [2.54]. Одновременно оценивалась долговечность покрытий (число циклов до разрушения). Она была соответственно для MoS₂ с органическим связующим $2 \cdot 10^6$ при 25 °С и $4 \cdot 10^6$ при 360 °С и для CaF₂ с керамическими связующими $1,5 \cdot 10^6$ при 675 °С и $6 \cdot 10^6$ при 800 °С.

Антифрикционные свойства и долговечность покрытия на основе фторированного графита по данным испытаний на дисковой машине трения со сферическим ползуном даны в таблице 2.74 (диаметр сферы 1,34 мм, скорость скольжения $v = 2,6 \text{ м/с}$, влажность воздуха ~50 %) [2.55]. На той же машине трения была испытана серия покрытий, разработанных ВНИИП, при различных температурах в воздухе, в CO₂ и в вакууме (табл. 2.75). Покрытия были нанесены на диски из стали 1Х18Н9Т.

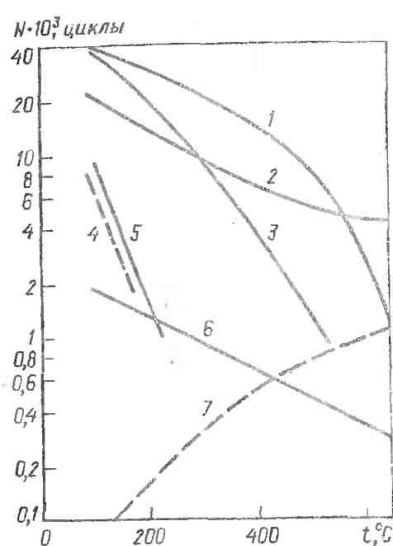


Рис. 2.42. Долговечность ТСП при различных температурах:

1 — графит в борфосфатной соли; 2 — MoS_2 — графит в силикате натрия; 3 — MoS_2 — графит — серебро в модифицированной эпоксидной смоле; 4 — MoS_2 в винилбутирольной смоле; 5 — MoS_2 — графит в модифицированной эпоксидной смоле; 6 — MoS_2 — графит — BN в силикате натрия; 7 — MoS_2 — графит — нидистоз серебро в силикате натрия

Сферическим ползуном был шарик из стали 9Х18Ш с твердостью 8 ГПа. Условия испытания отличались от предыдущего случая: нагрузка на сферу

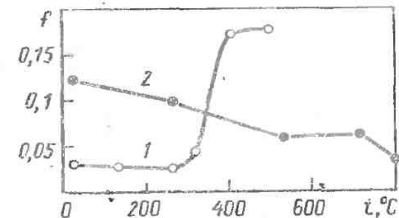


Рис. 2.43. Зависимость коэффициента трения от температуры для различных покрытий (испытания в воздушной среде): 1 — MoS_2 с органическим связующим; 2 — CaF_2 с керамическим связующим

5,4 Н, частота вращения диска 52 мин^{-1} (скорость скольжения $\sim 0,1$ м/с). В воздухе и в CO_2 наиболее работоспособным оказалось покрытие ВНИИНП-251 на основе графита (до 350 °С), а в вакууме — ЭОНИТ-3 (до 400 °С). Однако ЭОНИТ-3 при более высокой температуре разлагается. На той же дисковой машине трения в условиях вакуума была испытана другая серия покрытий ВНИИНП-229; дисульфидмолибденовое покрытие с полиимидным связующим и MoS_2 , нанесенное детонационным способом). Кроме того, в сопоставлении с диском из стали 1Х18Н9Т был испытан молибденовый диск с диффузионным слоем MoS_2 , полученным термомеханическим способом. Контролем, как и ранее, служил шарик из стали 9Х18Ш. Опыты проведены при температурах 25, 150, 350, 600 и 650 °С, с длительностью испытаний 30 000 циклов. На рис. 2.44 приведены зависи-

2.74. Трибологические характеристики покрытий на основе фторированного графита с полиимидным связующим

Нагрузка, Н	Контактное давление, МПа	Коэффициент трения при			Число циклов до разрушения	Толщина пленки, мкм	Средняя интенсивность линейного износа $I_{\text{лн}}$, 10^{-6}
		60 килоциклах	500 килоциклах	В конце испытания			
4,9	7	0,17	0,19	0,22	6915	15	0,29
9,8	14	0,19	0,22	0,28	3500	39	1,7
14,7	21	0,19	0,16	0,20	690	14	5,5
19,6	28	0,15	0,17	0,18	300	21	4,9
29,4	42	0,13	0,13	0,13	45	21	5,5

2.75. Коэффициенты трения (f) и число циклов до разрушения (N) покрытий ВНИИП в различных газовых средах и при различных температурах

Среда	Покрытие	Температура, °C									
		25		150		250		350		400	
		f	$N, 10^{-3}$	f	$N, 10^{-3}$	f	$N, 10^{-3}$	f	$N, 10^{-3}$	f	$N, 10^{-3}$
Воздух	ВНИИП-212	0,23 ... 0,3	5	0,07 ... 0,09	31	0,06 ... 0,15	17	—	—	—	—
	ВНИИП-230	0,25	10,7	0,06 ... 0,14	31	0,06 ... 0,14	10	—	—	—	—
	ВНИИП-251	0,14 ... 0,18	31	0,06 ... 0,16	31	0,06 ... 0,16	31	0,1 ... 0,27	31	—	—
	ЭОНИТ-3	0,20	230	0,06	160	0,04 ... 0,14	25	—	—	—	—
CO ₂	ВНИИП-212	0,16 ... 0,22	31	0,07 ... 0,07	31	0,04 ... 0,13	31	—	—	—	—
	ВНИИП-230	0,16 ... 0,14	31	0,03 ... 0,18	31	0,04 ... 0,18	20	—	—	—	—
	ВНИИП-251	0,14 ... 0,18	31	0,05 ... 0,13	31	0,04 ... 0,14	31	0,04 ... 0,14	120	—	—
Вакуум	ВНИИП-212	0,15	31	0,06	31	0,08	31	—	—	—	—
	ВНИИП-230	0,06	31	0,07	31	0,15	31	—	—	—	—
	ВНИИП-251	0,22	10,4	0,19	4,16	0,23	0,5	—	—	—	—
	ЭОНИТ-3	0,09	230	0,07	230	0,05	230	—	—	0,08	230

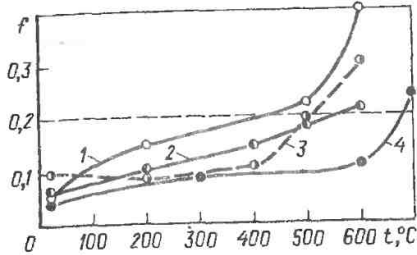


Рис. 2.44. Зависимость коэффициента трения f от температуры t при испытании в вакууме покрытий на основе MoS_2 : 1 — покрытие ВНИИ НП-229; 2 — MoS_2 с полиимидным связующим; 3 — детонационное нанесение MoS_2 ; 4 — диффузионное покрытие M_801 (Диломит-1)

мости коэффициента трения от температуры, зарегистрированные в конце каждого испытания для соответствующих покрытий. Испытания показали, что покрытие ВНИИ НП-229 оказалось работоспособным при принятой длительности испытания 30 000 циклов до 500 °С. При 600 °С это покрытие выдерживало до разрушения только 15 000 циклов. Применение MoS_2 с полиимидным связующим показало почти тот же результат, но с несколько меньшими коэффициентами трения. Покрытие детонационного нанесения выдержало все испытания до 500 °С и разрушилось в начале испытания при 600 °С. Наиболее термостойким в этих условиях оказалось покрытие M_801 (Диломит-1), которое не разрушалось до 700 °С.

Сравнительные испытания покрытий с различным способом нанесения ТСМ были проведены также на машине трения со схемой трения вал — втулка в вакууме (10^{-6} – 10^{-7} мм рт. ст.) [2.49]. Испытанию были подвергнуты сульфидированные молибденовые и ниобиевые валы и контртела (втулки) соответственно из молибдена и ниобия, а также покрытие ВНИИ НП-229, нанесенное на молибденовый вал (контртело — втулка из молибдена). Удельная нагрузка на номинальном контакте в случае работы с термохимическими покрытиями составляет 1,6 МПа, а в случае покрытия ВНИИ НП — 0,8 МПа; скорость скольжения 0,265 м/с; темпе-

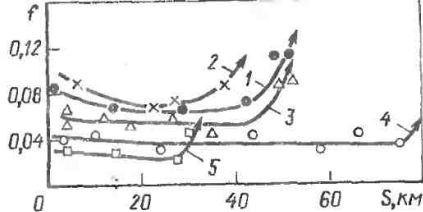


Рис. 2.45. Зависимость коэффициента трения от пути трения при различных температурах при трении покрытия M_801 (Доломит-1) по молибдену в вакууме: 1 — 25 °С; 2 — 200 °С; 3 — 400 °С; 4 — 600 °С; 5 — 800 °С

ратура образцов 25 ... 1000 °С. На рис. 2.45 и 2.46 представлены результаты испытаний в виде зависимостей коэффициента трения от пути трения при различных температурах. Покрытие ВНИИ НП на молибдене показало ограниченную работоспособность в этих условиях (1 ... 5 км пути трения). Покрытия из сульфидированного молибдена M_801 (Диломит-4) и ниобия M_810 обладают сравнительно высокой долговечностью при всех температурах испытаний. Наибольший путь трения получен в опытах при 600 °С (75 км для M_801 и 60 км для M_810).

Результаты испытаний диселенидов металлов (W, Ta, Nb, Mo), полученных методом химико-термической обработки парами селена, на воздухе с различной влажностью и в вакууме приведены на рис. 2.47 [2.52]. Испытания были выполнены на машине трения по схеме трение вращающегося вала по плоскому образцу с покрытием при скорости скольжения $v = 0,5$ м/с. Линейный износ покрытия определяли

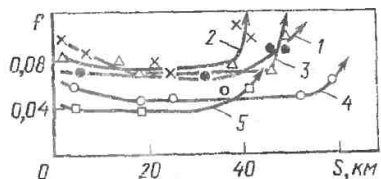


Рис. 2.46. Зависимость коэффициента трения от пути трения при различных температурах при трении покрытия M_810 по ниобию в вакууме: 1 — 25 °С; 2 — 200 °С; 3 — 400 °С; 4 — 600 °С; 5 — 800 °С

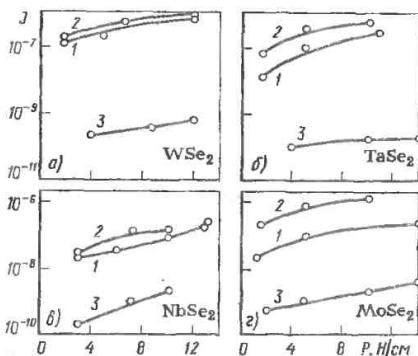


Рис. 2.47. Зависимость от интенсивности линейного износа от удельной нагрузки P в разных газовых средах: 1 — воздух относительной влажностью 50 %; 2 — воздух влажностью 100 %; 3 — вакуум 10^{-7} мм рт. ст.

по профилограммам измерения глубины луки, образующейся на покрытии плоского образца. Интенсивность изнашивания всех исследованных покрытий в вакууме была на два порядка меньше, чем при работе на воздухе. Сложность и дороговизна получения диффузионных покрытий термохимическим способом на молибдене или ниобии несколько ограничивают их применение. В связи с этим разработано покрытие Димолит-4 на основе MoS_2 , синтезируемое на деталях из высокохромистых сталей, легированное сульфидами и другими соединениями [2.57]. Результаты испытаний этого покрытия в вакууме на дисковой машине трения со сферическим ползуном при $P = 5,4$ Н, $v = 0,1$ м/с в сравнении с покрытием М801 проведены на рис. 2.48 и 2.49.

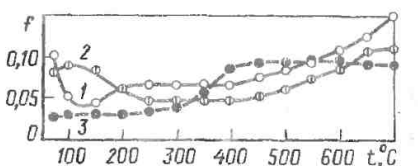


Рис. 2.48. Зависимость коэффициента трения f от температуры t при трении в вакууме покрытия Димолит-4 по сталям 12X18H10T (1) и ЭП-678 (2) и покрытия Димолит-1 по молибдену (3)

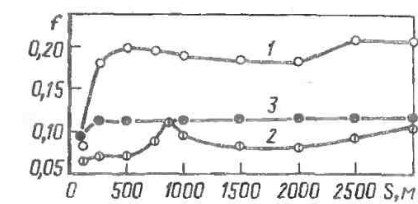


Рис. 2.49. Зависимость коэффициента трения f от пути скольжения s при трении покрытия Димолит-4 по сталям 12X18H10T (1) и ЭП-678 (2) и покрытия Димолит-1 по молибдену при температуре 500 °C (3)

Трибологические характеристики покрытий, нанесенных методом катодного распыления, представлены на рис. 2.50 и 2.51 [2.51, 2.58]. Опыты были проведены на машине трения со схемой трения: диск — три сферических образца с покрытием на дисках из стали У10А (осевая нагрузка 3 Н, скорость скольжения $v = 0,02$ м/с, толщина покрытий 0,5 мкм). По антифрикционным свойствам покрытие MoS_2 значительно превосходит медное покрытие (см. рис. 2.50). Окружающая газовая среда (воздух, азот, аргон, вакуум) существенно влияет на антифрикционные свойства покрытия MoS_2 , нанесенного высокочастотным катодным распылением на диск из стали У10А (см. рис. 2.51). Наименьшие коэффициенты трения получены в вакууме и атмосфере аргона. В азоте и на воздухе повышенные коэффициенты трения объясняются присутствием в этих газовых средах паров воды.

Антифрикционные свойства покрытий MoS_2 , WSe_2 , $MoSe_2$, $MoTe_2$, $NbSe_2$, $TaSe_2$ толщиной ~ 1 мкм, нанесенных

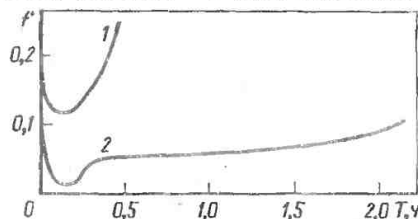


Рис. 2.50. Зависимость коэффициента трения f медного покрытия (1) и покрытия MoS_2 (2), нанесенных на дисковые образцы из стали У10А методом катодного распыления, от продолжительности испытания (режим трения $P = 3$ Н, $v = 0,0012$ м/с)

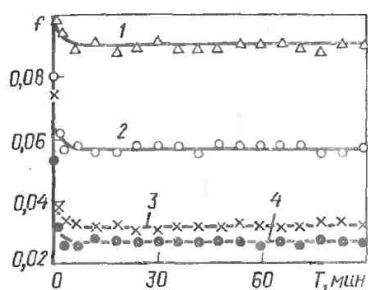


Рис. 2.51. Зависимость коэффициента трения f от времени T испытания покрытия MoS_2 , нанесенного методом катодного распыления на диск из стали У10А (режим трения $P = 3 \text{ Н}$; $v = 0,02 \text{ м/с}$): 1 — воздух; 2 — азот; 3 — вакуум; 4 — аргон

катодным распылением на стальные образцы, при трении на воздухе определялись на дисковой машине трения со сферическим ползуном (режим трения: $p = 550 \text{ МПа}$, $v = 0,01 \text{ м/с}$) [2.59]. В этих условиях 1000 ч работы выдержали все указанные покрытия. Меньшие коэффициенты трения получены для покрытий MoS_2 (0,06), MoSe_2 (0,08) и TaSe_2 (0,08 ... 0,11).

Методом высокочастотного ионного распыления из смеси порошков 23 % Fe и 73 % Mo в атмосфере смеси газов $\text{Ar}-\text{H}_2\text{S}$ получают композиционное покрытие Fe—Mo—S [2.60]. Трибологические характеристики такого покрытия приведены на рис. 2.52. Испытания покрытия толщиной 5 мкм были проведены при трении сферического стального образца диаметром 12 мм по плоскому образцу с покрытием при возвратно-поступательном движении (ре-

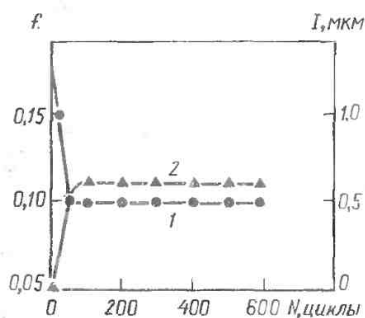


Рис. 2.52. Зависимость коэффициента трения (f) и линейного износа (I) от продолжительности испытания для покрытия Fe—Mo—S.

жим трения: $p = 10^{-4} \text{ Па}$, $v \approx 1 \text{ мм/с}$ и $t = 20^\circ \text{C}$). Износ на плоском образце измеряли с помощью профилометра.

Интерес представляют свинцовые покрытия, нанесенные на сталь катодным распылением. Использовались чистый свинец и свинец с добавками различных металлов. Кроме того, были изготовлены покрытия из чистого свинца толщиной 0,2 мкм, нанесенные на промежуточные подложки толщиной 0,1 мкм из металлов (подложка наносилась на сталь). Испытания этих слоистых покрытий были проведены на дисковой машине трения со сферическим ползуном. Режим трения был: $P = 5 \text{ Н}$, $v = 2,5 \text{ м/с}$, вакуум $5 \cdot 10^{-2} \text{ мм рт. ст.}$ Результаты испытания Pb, Pb + Cu и Pb на медной подложке [2.61] даны в табл. 2.76.

Перспективные покрытия типа Димолит были дополнительно испытаны в сочетании с различными материалами

2.76. Коэффициенты трения f и путь скольжения S (м) до разрушения свинцовых покрытий при различных температурах

Температура, °C	Pb		Pb + 0,46 ат. % Cu		Pb на медной подложке	
	f	S	f	S	f	S
25	0,08	700	0,07	6000	0,15	5000
200	0,06	100	0,06	600	0,04	2000
300	0,06	8	—	—	—	—

2.77. Трибологические характеристики материалов Димолит

Материал контртела	Покрывие	Нагрузка задир в кратковременных испытаниях, Н	Длительные испытания			
			i	Интенсивность изнашивания, мг/ч		Продолжительность испытания, ч
				покрытия	контртела	
Сталь 12Х18Н10Т	Димолит-1	540	0,04 ... 0,06	14,1	0,1	2
	Димолит-2	800	0,06	18,7	1,03	0,5
	Димолит-3	370	Задир сразу	—	—	—
	Димолит-4	800	0,15	10,4	0,4	0,5
Латунь ЛС-59	Димолит-1	800	0,04 ... 0,05	0,48	0,73	6
	Димолит-2	800	—	—	—	—
	Димолит-3	120	Задир сразу	—	—	—
	Димолит-4	800	0,04 ... 0,12	—	—	—
Дюралюми- ний Д16Т	Димолит-1	750	Задир сразу	—	—	—
	Димолит-2	800	0,25 ... 0,28	29,4	1,96	2,5
	Димолит-3	150	Задир сразу	—	—	—
	Димолит-4	560	0,08 ... 0,15	39,2	4,9	0,4
Сплав ти- тана ВТ-5	Димолит-1	240	Задир сразу	—	—	—
	Димолит-2	800	—	—	—	—
	Димолит-3	170	—	—	—	—
	Димолит-4	800	0,17 ... 0,3	18,2	—	1
Сплав молибдена ММП	Димолит-1	180	Задир сразу	—	—	—
	Димолит-2	800	0,04 ... 0,12	10,2	0,23	3
	Димолит-3	500	0,02 ... 0,04	0,87	0,12	6
	Димолит-4	800	0,05 ... 0,07	30,1	0,5	0,5

контртела. Покрытия Димолит наносились на диск, а контртелом служил полусферический ползун. Испытания проводились на воздухе при скорости скольжения 0,7 м/с и температуре 20 °С двумя методами: 1) при ступенчатом повышении нагрузки на полусферический ползун от 10 Н и выше и временем испытания при каждой нагрузке 1 мин с целью определения нагрузки заедания и 2) длительным трением до 6 ч, с приложением постоянной нагрузки 300 Н. Результаты приведены в табл. 2.77 [2.50].

2.7. ПРИНЦИП ПОДБОРА СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ С ЦЕЛЮ МИНИМИЗАЦИИ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ

В узлах трения машин, приборов и аппаратов в зависимости от условий эксплуатации применяются жидкие,

пластичные, твердые и газообразные смазочные материалы. Наиболее широко применяются жидкие смазочные материалы (масла), которые дополнительно обеспечивают теплоотвод от трущихся деталей и защиту поверхностей трения от коррозионного действия окружающей среды. Ниже приводится общий порядок подбора смазочных материалов для узлов трения с целью минимизации трения и износа применительно к смазочным маслам, который в ряде случаев может быть применен и к пластичным смазкам.

На основании работ [2.62—2.65] можно предложить следующую структурную схему последовательных операций для выбора оптимальной смазки.

(Теоретические основы моделирования трения, износа и смазочного действия изложены в гл. 7 т. 1 справочника, а методы триботехнических испы-

таний подробно даны в гл. 6 т. 3 справочника).

Первая операция такого подбора связана с выявлением вероятности реализации гидродинамического или эластогидродинамического режима смазывания, при котором износ контактирующих поверхностей практически исключен, а трение минимально. Для выявления этого используется коэффициент толщины смазочной пленки λ [2.62]:

$$\lambda = \frac{2h_{\text{мин}}}{S_1 + S_2}, \quad (2.14)$$

где $h_{\text{мин}}$ — минимальная толщина гидродинамического (эластогидродинамического) смазочного слоя; определяют по уравнениям, рассмотренным в гл. 4 т. 1 и в гл. 4 т. 2 справочника; S_1, S_2 — среднеквадратические отклонения неровностей соответственно первой и второй контактирующих поверхностей трения от средней линии. В первом приближении можно принять среднеквадратическое отклонение, равное $1,11Ra$, где Ra — параметр шероховатости поверхности.

Для определения величины λ достаточно знать:

- характеристики процесса трения (скорость v , нагрузку P , температуру T);
- характеристики контактирующих тел (параметры шероховатости поверхностей, приведенный модуль упругости, коэффициент Пуассона, приведенный радиус кривизны поверхностей);
- характеристики смазочного материала (вязкость, пьезокэффициент вязкости, температурный коэффициент вязкости).

Если $\lambda > 5$, то при трении реализуется жидкая смазка. Износ возможен только в результате многоциклового усталости. Смазочный материал признается годным.

Если $\lambda \leq 1,0$, то трение происходит при граничной смазке. Износ проявляется в основном из-за адгезионного взаимодействия, возможно возникновение задиров и заедания. Надо попытаться путем увеличения вязкости смазочного материала повысить $h_{\text{мин}}$ или улучшить гладкость трущихся поверхностей (снизить Ra). Эти мероприятия могут улучшить условия смазывания

(увеличить λ). Иногда это возможно достигнуть приработкой или притиркой поверхностей трения.

Если $1,0 < \lambda < 3$, то реализуется режим смешанного трения с участками гидродинамической, электрогидродинамической и граничной смазки (подробные данные об изменении даны в гл. 3): При дальнейших расчетах необходимо учесть долю нагрузки, воспринимаемой смазочным слоем. В первом приближении это отношение

$$\frac{p_s}{p_c} = \frac{1}{\lambda} \left(\frac{h_{\text{мин}}}{h} \right)^{6,3}, \quad (2.15)$$

где p_s — давление, воспринимаемое смазочным слоем; p_c — общее давление в контакте; h — средняя толщина смазочного слоя.

Характер контакта оценивают по величине индекса пластичности ψ [2.65]:

$$\psi = \left(\frac{E_{\text{пр}}}{H} \right) \left(\frac{\sigma^*}{r} \right)^{1/2}, \quad (2.16)$$

где $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости контактирующих деталей; H — твердость по Бринеллю; σ^* — среднее квадратическое отклонение высот выступов; r — средний радиус вершин контактирующих неровностей.

При $\psi < 0,6$ контакт при любой нагрузке упругий, заедание не возникает, но изнашивание возможно при термическом разрушении граничного смазочного слоя.

При $\psi > 0,6$ имеется вероятность заедания, причем, чем больше ψ , тем больше вероятность заедания.

Следующая стадия проверки пригодности смазочного материала заключается в сравнении механической температуры поверхности трения T_s с первой критической температурой смазочного материала при трении $T_{\text{кр}}$, характеризующей разрушение смазочного слоя и возможность возникновения заедания

$$T_s = T_{\text{п}} + T_{\text{в}}, \quad (2.16 а)$$

где $T_{\text{п}}$ — средняя температура номинальной или контурной поверхности трения; $T_{\text{в}}$ — температурная вспышка на фактическом пятне контакта, т. е. мгновенное превышение температуры в контакте над средней температурой поверхности. Уравнения для расче-

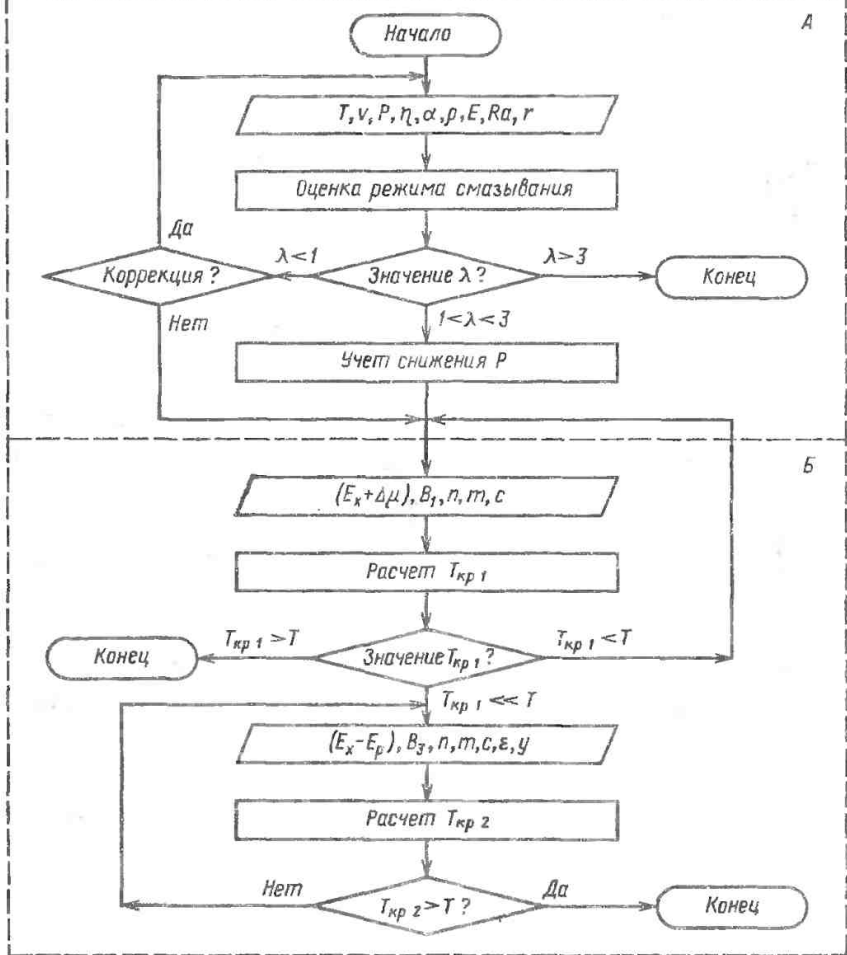


Рис. 2.59. Структурная схема подбора смазочных материалов (жидких и пластичных) для узлов трения

та T_{II} и T_{B} с учетом экранизирующего действия смазочной пленки приведены в гл. 3 т. 1 и в гл. 2 и 3 т. 3 справочника, а также в работах [2.66, 2.68].

Условие отсутствия заедания:

$$T_{кр1} > T_s. \quad (2.17)$$

Значение первой критической температуры $T_{кр1}$ определяется из уравнения (4.23) в гл. 4. Для ее определения не-

обходимо знать энергию активации E_x образования металлических связей между контактирующими поверхностями; дифференциальную теплоту адсорбции активных элементов смазочного материала на материале поверхностей трения, параметры уравнения (4.23) V_1 , δ и m , скорость скольжения v , номинальное давление p_a , твердость более мягкой из контактирующих деталей H .

$$T_{кр2} > T_s. \quad (2.19)$$

Если условие (2.17) выполняется, то смазочный материал может быть использован при данном режиме трения. Дополнительно необходимо проверить, обеспечит ли применение этого материала требуемую долговечность. Если допустимая величина износа трущейся детали $|h|$, то ресурс трибосопряжения

$$i = \frac{|h|}{v l h}. \quad (2.18)$$

Интенсивность линейного изнашивания I_h рассчитывается по формулам, приведенным в гл. 5 т. 1 справочника или определяется из модельного эксперимента (см. гл. 7 т. 1 и гл. 6 т. 3 справочника).

Если по ресурсу смазочный материал также удовлетворяет представленным требованиям, то подбор смазочного материала закончен.

Если условие (2.17) не выполняется, надо скорректировать смазочный материал за счет введения в него ПАВ и повторить оценку $T_{кр}$. Большая поверхностная активность смазочного материала обеспечивает также снижение трения и износа за счет уменьшения доли сухого трения, а значит, и снижения максимальной температуры поверхности трения T_s . Одновременно это окажет влияние на ресурс сопряжения, снизив значение I_h .

Другим методом улучшения трибологических характеристик узлов трения является снижение T_s либо за счет конструктивных мероприятий (например, охлаждения узла трения, т. е. уменьшения $T_{п.}$ или уменьшения контактных давлений, т. е. уменьшения $T_{в.}$), либо за счет введения в смазочный материал высокотемпературных антифрикционных присадок, что обеспечит снижение трения, а следовательно, $T_{в.}$

Если и в этом случае условие (2.17) не выполняется, в смазочный материал вводят химически активную присадку, обеспечивающую образование на поверхностях трения модифицированного поверхностного слоя, который приводит к снижению трения и износа (адгезионное изнашивание заменяется более мягким коррозионно-механическим). В этом случае условие отсутствия заедания имеет вид:

$T_{кр2}$ рассчитывают по уравнению (4.3). Для ее расчета надо определить, например из уравнения (4.24), величину E_m , а также $E_{в.}$, наблюдаемый порядок процесса n , параметр уравнения $B_{в.}$. Если условие (2.19) выполняется, то смазочный материал может быть принят. Ресурс работы трибосопряжения рассчитывается по уравнению (2.18), для чего предварительно определяется интенсивность коррозионно-механического изнашивания.

Если условие (2.19) не выполняется, необходимо использовать смазочный материал, обеспечивающий более высокую вторую критическую температуру $T_{кр2}$ за счет обеспечения более высокой E_m (т. е. образования более износостойкого модифицированного слоя), и меньшей энергии активации химического модифицирования E_m (т. е. обеспечения большей скорости образования модифицированного слоя).

Подбор смазочных материалов на основе структурной схемы (см. рис. 2.53) почти всегда возможен для обеспечения работоспособности узлов трения практически в любых условиях эксплуатации. Если по условиям эксплуатации невозможно применение жидких или пластичных смазочных материалов, применяют твердые смазочные материалы. Переход от жидких к пластичным и твердым смазочным материалам позволяет повысить несущую способность контакта, но обычно это приводит к снижению срока службы.

В случаях, когда не удается подобрать смазочный материал по структурной схеме (см. рис. 2.53), необходимо использовать рекомендации теории моделирования трения, износа и смазочного действия, которые даны в гл. 7 т. 1 и в гл. 6 т. 3 справочника.

Список литературы

- 2.1. Гурьев А. А., Фукс И. Г., Лашкин В. Л. Химмотология — М.: Химия, 1986. 367 с.
- 2.2. Tretzel F. Motorenole//Brandwacht — 1985. Bd. 40, N 8, s. 178—179.

- 2.3. Hubmann A., Pass F. Aufbau neuzeitlicher motorenele//Tribologie und Schmierstechnik — 1984, Bd. 31, N 6, s. 330—337.
- 2.4. Сомов В. А., Бенуа Г. Ф., Шенелинский Ю. Л. Эффективное использование моторных масел на речном флоте. М.: Транспорт, 1985. 231 с.
- 2.5. Микутенко Ю. А., Шкареико В. А., Резников В. Д. Смазочные системы дизелей. Л.: Машиностроение, 1986. 125 с.
- 2.6. Григорьев М. А., Бунаков Б. М., Далецкий В. А. Качество моторного масла и надежность двигателей. М.: Стандарт, 1981. 231 с.
- 2.6. Трение, изнашивание и смазка. Справочник/Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. с. 234—295.
- 2.8. Арабян С. Г. Классификация моторных масел для тракторных дизелей//Химия и технология топлива и масел. 1971. № 6, с. 51—54.
- 2.9. Виленкин А. В. Масла для шестеренных передач. М.: Химия, 1982. 248 с.
- 2.10. Товарные нефтепродукты, свойства и применение. Справочник, изд. 2-е/Под ред. В. М. Школьниковой. М.: Химия, 1978. 472 с.
- 2.11. Масла и жидкости для промышленного оборудования. Изд. трудов КФ ВНИИП. М.: ЦНИИТЭ-нефтехим, 1979. 153 с.
- 2.12. Бадыштова К. М.// Химия и технология топлив и масел. 1986. № 2, с. 28—32.
- 2.13. Семенов А. П., Ноженков М. В. К вопросу о механизме действия твердых антифрикционных материалов//Трение и износ. 1984. т. 5. № 3, с. 400—416.
- 2.14. Hebda M., Wachal A. Tribologia. WNT. Warszawa. 1980.
- 2.15. Виппер А. Б., Виленкин А. В., Гайснер Д. А. Зарубежные масла и присадки. М.: Химия, 1981.
- 2.16. Папок К. К. Химотология топлив и смазочных масел. М.: Воениздат, 1981.
- 2.17. Lipski Y. Napsdy i sterowania hydrauliczne, wyd. IV, WKŁ, Warszawa, 1981.
- 2.18. Кондаков Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1982.
- 2.19. Васильева Л. С. Автомобильные эксплуатационные материалы. М.: Транспорт, 1986.
- 2.20. Пучков Н. Г. Товарные нефтепродукты, их свойства и применение. М.: Химия, 1971.
- 2.21. Богданова Т. И., Шехтер Ю. Н. Ингибированные нефтяные составы для защиты от коррозии. М.: Химия, 1984.
- 2.22. Мельцер Л. З. Смазка фреоновых холодильных машин. М.: Пищевая промышленность, 1969.
- 2.23. Чередниченко Г. И., Фройштетер Г. Б., Ступак П. М. Физико-химические свойства смазочных материалов. М.: Химия, 1986.
- 2.24. Kutzynska-Stolarczyk K., Bulał A. Ciecze obrotowe do skrawania metali. Warszawa, CPN, Chemia, 1977.
- 2.25. Бердичевский Е. Г. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки материалов. М.: Машиностроение, 1984.
- 2.26. Пискунов В. А., Зрелов В. Н., Василенко В. Т., Литвинов А. А., Чернова К. С. Химотология в гражданской авиации. М.: Транспорт, 1983.
- 2.27. Górska K., Górski W. Napedy lotnicze, materialy pedne i smary. WKŁ. Warszawa, 1986.
- 2.28. Рыбаков К. В., Караленко В. П. Фильтрация авиационных масел и специальных жидкостей. М.: Транспорт, 1977.
- 2.29. Baczewski K., Hebda M., Yaroszczak T. Filtracja oleju, paliwa i powietrza w tlokowych silnikach spaliniowych. WKŁ. Warszawa. 1977.
- 2.30. Braithwaite E. R. Lubrication and Lubricants. Elsevier Publ. Co. Amsterdam, London, New York. 1967.
- 2.31. Zajezeerska A. Ogólne wiadomości o smarach plastycznych i metody ich wytwarzania Oórodek Posteru Techn. NOT W-wa 1986 (Materialy szkoleniowe).
- 2.32. Wielikowski D. S., Poddubnyj W. N., Weinstock W. W., Gotowkin B. D. Konsistentnyje smazki. Izdatelstwo «Chimia» Moskwa. 1966.
- 2.33. Steinnec F. Podstawowe właściwości smarów plastycznych i metody ich badania. Asortymen smarów plastycznych produkowa nych w kraju.

Ośr. Postępu Technicznego NOT W-wa, 1986 (Materiały szkoleniowe).

2.34. Kramarz J., Skmura M. Badania zależności między własnościami adsorpcyjnymi estryfikowanego Aerosilu 300 a własnościami smarów na jego bazie// Technika Smarownicza + Trybologia Vol. 9. 1978, Nr 4 str. 100—104.

2.35. Oscik J. Adsorpcja PWN W-wa, 1973.

2.36. Lawrence A. S. Structure of lubricating greases. Journ// Inst. Petr. Technol. Vol. 24, 1938, str. 207—220.

2.37. Boner C. S. Manufacture and Application of Lubricating Greases. Reinhold Publ. Co New York, 1954.

2.38. Fitzsimmons V. G., Merker R. L., Singleberry R. G. Phtalocyanine lubricating greases. NLGI Spokesman Vol. 22, 1958, pp. 9—13.

2.39. Ищук С. Л. Технология пластичных смазок. Киев: Наукова Думка, 1986.

2.40. Синицын В. В. Подбор и применение пластичных смазок. М.: Химия, 1974.

2.41. Синицын В. В. Пластичные смазки за рубежом. М.: Химия, 1983.

2.42. Bieda F. Problemy smarowania łożysk tocznych smarami plastycznymi. Materiały Krajowego Zjazdu Naftowego Nafta—Gaz 86 tom 11. «Eksploracja produktów naftowych».

2.43. Bartoszewicz J., Caban W., Krzeminska-Freda H. Smarowanie łożysk tocznych. Wyd. Chemia W-wa, 1981.

2.44. Katalog produktów naftowych tom 11 Zjednoczenie Przemysłu Rafineryjnego i Petrochemicznego. Kraków.

2.45. Patzau S. Kryteria doboru i stosowania smarów plastycznych Ośr. Postępu Techn. NOT W-wa, 1986 (Materiały szkoleniowe).

2.46. Heilmann W., Bieda F., Kur J. Wpływ struktury zagęszczacza na własności mechaniczne smarów plastycznych do łożysk tocznych Biuletyn WAT.

2.47. Katalog SKF 1973 (Lieferprogramm 1973/74).

2.48. Ермаков А. Т., Матвеевский Р. М., Силин А. А. Исследование сверхвысокого трения диффузионного покрытия М801 при высокой температуре//Современные методы и сред-

ства исследования и измерения внешнего трения. М.: ВНИИФТРИ, 1980. с. 19—23.

2.49. Твердые смазочные покрытия. Сб. Под ред. Р. И. Матвеевского. М.: Наука, 1977. 106 с.

2.50. Макаров Ю. В. Твердосмазочные покрытия на основе синтетического дисульфида молибдена для работы в экстремальных условиях//Вестник машиностроения. 1981. № 12. с. 33—35.

2.51. Ноженков М. В., Авиллов А. С., Воронин Н. А., Семенов А. П., Семилетов В. А. Влияние температуры подложки на структуру и трибологические свойства тонких слоев MoS₂, полученных высокочастотным катодным распылением//Поверхность. Физика, химия, механика. 1984. № 8, с. 113—119.

2.52. Сергеева Л. М. О влиянии окружающей среды на износ твердых смазок//Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. М.: Наука, 1982. с. 275—277.

2.53. Di—Sapio A. For high pressure low velocity bonded coatings lubricants metal parts. Product Engineering, 1960. V. 30. N 36. P. 48—50.

2.54. Braithwaite E. R. Lubrication and Lubricants. Elsevier Publ. Corp., 1967. P. 553.

2.55. Fusaro R. L. Effect of load, area contact and contact stress on the wear mechanisms of a bonded solid lubricant film//. Wear, 1984. V. 75. N 2, p. 403—421.

2.56. Матвеевский Р. М., Лазовская О. В., Попов С. А. Влияние атмосферы углекислого газа на антифрикционные свойства твердых смазочных покрытий//Вестник машиностроения. 1984. № 11, с. 35—37.

2.57. Апарин В. И., Духовский Е. А., Лазовская О. В., Лобашов Б. П., Макаров Ю. В., Силин А. А., Смирнов Н. Д. Особенности трения сложного легированного твердосмазочного диффузионного покрытия на основе дисульфида молибдена//Трение и износ. 1983. Т. 4. № 1, с. 86—90.

2.58. Семенов А. П., Ноженков М. В., Сахаров Б. И. Исследование покрытий MoS₂ без связующего, нанесенные методом катодного распыления//Совершенствование узлов трения приборов

точной механики. М.: Труды НИИ-Часпром, 1986. с. 38—45.

2.59. Bergman E., Melet G., Simon-Vermet A. Friction properties of spattered dichalcogenide Layers// Tribology International, 1981, v. 14, N 6, p. 329—332.

2.60. Montes M., Kerbage O., Gaucher A., Terpat J. Tribological behaviour of a thin Fe—Mo—S film. Wear, 1983, v. 92, p. 162—170.

2.61. Gerkema J. Lead thin film lubrication. Wear, 1985, v. 102, N 3, p. 241—252.

2.62. Эйкин Л. С. Расчет толщины упругогидродинамической пленки смазки для силовых зубчатых передач//Проблемы трения и смазки. 1974. № 3, с. 137—144.

2.63. Stolazski A. Adhesive Wear of Lubricated Contacts//Tribology International. 1979. V. 19. N 4. P. 169—176.

2.64. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. — М.: Мир, 1982.

2.65. Akin L. S. An Interdisciplinary Lubrication Theory for Gears (with Particular Emphasis on the Gcuffing Mode of Failure)//ASME Trans. 1973. V. 95. N 4. P. 1178—1195.

2.66. Чичинадзе А. В., Матвеевский Р. М., Браун Э. Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. М.: Наука, 1986. 248 с.

2.67. Чичинадзе А. В. Теоретические и прикладные задачи типовой динамики и моделирования трения и износа фрикционных пар//Проблемы машиностроения и автоматизации. 1986. № 11, с. 16—32.

2.68. Čicnadze A. V., Ginzburg A. G., Cernysev A. N., Jasvili S. G. Oberflächentemperatur und Stabilität der Grenzschichten beim instationären Reibungszustand//Schmierungstechnik 1986. N 12. S. 357—363.

3.1. ВИДЫ ТРЕНИЯ ПРИ СМАЗКЕ

3.1.1. Трение при граничной
смазке

При трении в режиме граничной смазки жидкостная пленка смазочного материала не разделяет трущиеся поверхности, а способность смазочного материала (СМ) снижать трение и износ и препятствовать заеданию трибосоприращения определяется его способностью образовывать на рабочих поверхностях прочные граничные слои адсорбционного или химического происхождения, обладающие пониженным сопротивлением сдвигу по сравнению с основным материалом (обычно металлом).

Трение при граничной смазке определяется также склонностью контактирующих материалов к схватыванию на ряде фактических микроконтактах по вершинам отдельных микронеровностей, на которых может быть разрушен граничный слой смазки. В этих местах может возникнуть сухое трение окисных пленок или даже ювенильных поверхностей (см. также гл. 4 в т. 1 Справочника).

Согласно модели граничного трения, предложенной Боуденом, сила трения

$$F = [\tau_r + \tau_m (1 - \beta)] A_r, \quad (3.1)$$

где τ_r и τ_m — прочность на срез соответственно граничного слоя и более мягкого из металлов; β — доля поверхности контакта A_r , покрытая граничным слоем.

Как уже было показано в гл. 4 т. 1 Справочника, уравнение (3.1) не учитывает того, что нагрузка частично воспринимается гидродинамическим давлением смазки в полостях между неровностями, но оно может быть использовано в методическом плане.

Граничный слой образуется в результате взаимодействия активных элемен-

тов СМ с металлом поверхностью трения. Активным компонентом СМ могут быть как специально введенные в него присадки, так и примеси технологического происхождения, продукты окисления и т. д. Как показано в работе [3.1], существенное значение имеет активизация физико-химических процессов взаимодействия смазочного материала с поверхностью металлов в процессе трения.

Первая стадия взаимодействия СМ с поверхностями есть физическая адсорбция. Адсорбционный слой образуют молекулы поверхностно-активного компонента смазочного материала. Эти молекулы состоят из активной конечной группы (например, карбоксильной — COOH или гидроксильной — OH , кроме того, слабую полярность приобретают молекулы ненасыщенных углеводородов в области двойных связей и т. д.) и инактивного углеводородного радикала. Активная конечная группа обеспечивает хорошую адгезию молекулы на активных центрах поверхности, углеводородный радикал при заполнении слоя занимает положение, перпендикулярное к поверхности трения. Чем длиннее углеводородная цепь, тем более полно экранируется силовое поле твердой фазы, тем легче сдвигать одну поверхность относительно другой. В то же время адсорбционный слой обладает упругостью формы и квазикристаллическим строением, он выдерживает значительные нормальные нагрузки, разделяя контактирующие тела [3.3]. Анизотропия прочностных свойств граничного слоя (высокая прочность при сдавливании и малая прочность на сдвиг) обеспечивает смазочные свойства адсорбционному слою. На мономолекулярный слой адсорбционных молекул адсорбируется следующий слой и т. д., до образования полимолекулярного слоя, обладающего определенной не-

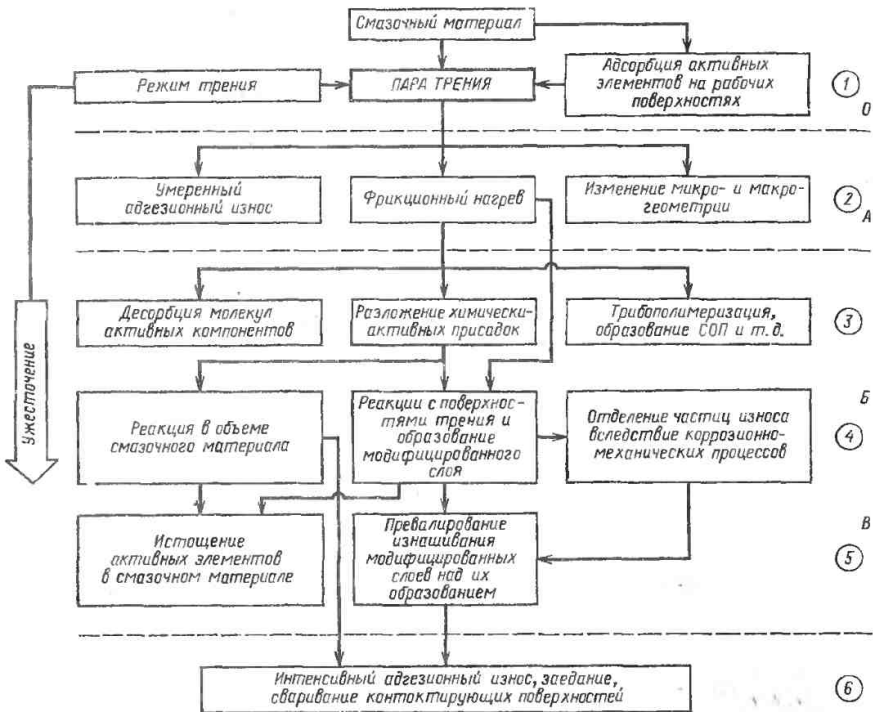


Рис. 3.1. Структурная схема взаимодействия определяющих параметров процесса трения при граничной смазке 1—6 подсистемы. Основные группы подсистем; 0 — начальное условие работы; А — легкие режимы работы при невысоких температурах; В — тяжелые режимы работы по нагрузке и температуре; В — катастрофические условия трения при граничной смазке, приводящие к задиру и заеданию

сущей способностью. При давлениях не более 5,0 ... 6,0 МПа для контакта гладких поверхностей и небольших скоростей сдвига полимолекулярный слой сохраняет толщину 0,02 ... 0,04 мкм и обеспечивает коэффициент трения, лишь немного превышающий коэффициент трения при гидродинамической смазке. При высоких контактных давлениях адсорбированные молекулы СМ могут выдавливаться из зоны контакта, полимолекулярный слой становится тоньше. Разрушению граничного слоя смазки способствует также высокая контактная температура. В результате этого обнажаются поверхности трения и возникает непосредственное взаимодействие окисных пленок или даже активных ювенильных

поверхностей металлов с образованием так называемых мостиков сварки. При их разрушении отделяются частицы износа. В том случае, если число образовавшихся адгезионных связей превзойдет критическое значение, наблюдаются сначала задиры, а далее заедание трибосоприжения.

Структурная схема процесса трения при граничной смазке, отображающая причинно-следственные связи между различными стадиями процесса, имеющего место на фрикционном контакте, приведена на рис. 3.1. Эта схема достаточно абстрагирована, и для конкретных узлов трения (УТ) в нее могут быть внесены изменения, учитывающие специфику происходящих процессов [3.2]. Она состоит из ряда ста-

дий, которые характеризуются подсистемами от 6-го порядка. В свою очередь подсистемы в зависимости от режимов процесса трения делятся на четыре основные группы: О, А, Б и В. При основных группах О и А (подсистемы 1 и 2) адсорбированные на поверхности трения молекулы СМ образуют граничный слой и умеренное адгезионное изнашивание происходит по вершинам единичных микронеровностей. Когда режим граничного трения характеризуется основной границей Б (подсистемы 3-го и 4-го порядков), то адсорбированные слои уже не обеспечивают эффективного смазочного действия. В этих условиях целесообразно использовать эффект образования на поверхностях трения самоорганизующихся органических пленок из полимеров трения [3.4]. Если смазочный материал включает химически активные компоненты, то при их термическом разложении выделяются агенты, образующие на поверхностях трения в результате трибохимической реакции модифицированные слои, обеспечивающие отсутствие схватывания и пониженное сопротивление сдвигу. Трение снижается, и изнашивание приобретает коррозионно-механический характер. Когда скорость изнашивания модифицированных слоев начнет превалировать над скоростью их образования, наблюдается переход от коррозионно-механического изнашивания к интенсивному адгезионному изнашиванию, с последующим задиrom и выходом из строя узла трения. Такие режимы трения недопустимы, их относят к основной группе В (подсистемы 5-го и 6-го порядка).

Как следует из (3.1), для обеспечения снижения величины F в широком интервале нагрузок и температур необходимо, чтобы $\beta \rightarrow 1$, т. е. чтобы граничный смазочный слой сохранялся на всей фактической поверхности трения. Из табл. 3.1 следует, что диалкилдитиофосфат цинка (ДТФЦ) образует на низкохромистой стали большую долю равновесного покрытия и быстрее, чем дибензилдисульфид (ДБДС), а тот в свою очередь быстрее, чем дибензилсульфид (ДБС). По способности снижать износ они располагаются в том же порядке [3.5]. В условиях граничной

3.1. Доля β_e^a фактической поверхности трения низкохромистой стали, покрытая адсорбированными молекулами присадок из раствора в гексадекане, и время $t_{1/2}$ за которое образовалась $0,5 \beta_e^a$ в равновесных условиях при температуре 90°C (по данным [3.5])

При- содка	Концен- трация, моль/л	β_e^a	$t_{1/2}$, с.
ДБС	0,01	0,31	$5,4 \cdot 10^4$
	0,10	0,82	$1,4 \cdot 10^4$
ДБДС	0,01	0,64	$6,1 \cdot 10^2$
	0,10	0,95	90
ДТФЦ	0,01	0,79	$1,2 \cdot 10^2$
	0,10	0,97	15

смазки можно рассматривать как разбавленный раствор активного компонента в неактивной среде [3.5]. Тогда β_e^a рассчитывают по уравнению Ленгмюра [3.6]:

$$\beta_e^a = \frac{bC}{1 + bC}, \quad (3.2)$$

где C — концентрация активного элемента; b — частное от деления константы равновесия процесса на активность растворителя.

$$b = b' \exp \left(-\frac{\Delta H^0}{RT} \right), \quad (3.2a)$$

где b' — предэкспоненциальный множитель; ΔH^0 — суммарная энтальпия адсорбции; R — универсальная газовая постоянная, T — абсолютная температура.

Обычно определяют не величину ΔH^0 а теплоту адсорбции Q ($Q = -\Delta H^0$), например, с помощью проточного микрокалориметра. Значения теплоты адсорбции различных соединений существенно отличаются друг от друга. Обычно считают, что амины имеют большую теплоту адсорбции, чем жир-

3.2. Значения теплоты адсорбции Q растворов в гептане спиртов и жирных кислот на $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ (по данным [3.7, 3.8])

Соединение	Число атомов углерода	Молекулярная масса M	Теплота адсорбции Q , кДж/моль
Кислоты:			
уксусная	2	60	8,94
пропионовая	3	74	8,94
масляная	4	88	9,40
капроновая	6	116	9,78
энантовая	7	130	14,27
каприловая	8	144	14,44
лауриновая	12	200	17,55
миристиновая	14	226	18,89
пальмитиновая	16	256	20,70
маргариновая	17	270	22,46
стеариновая	18	284	22,40
			39,05
Спирты:			
этанол	2	46	15,41
бутанол	4	74	19,81
амиловый алкоголь	5	83	24,74
гептанол	7	116	31,49
октанол	8	130	35,94
деканол	10	158	37,08
гексадеканол	16	242	37,49
октадеканол	18	270	37,58

ные кислоты и спирты. Значения теплоты адсорбции ряда спиртов и жирных кислот из растворов в гептане на $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ приведены в табл. 3.2. В табл. 3.3 указаны значения энтальпии адсорбции и десорбции химически активных присадок из гексадекана на низкохромистую сталь.

На эффективность смазочного действия влияет материал трущихся деталей. По Боудену, для эффективной граничной смазки деталей из черных металлов достаточно одного монослоя жирной кислоты или ее мыла, а для смазки деталей из меди или кадмия требуется не менее трех слоев. Константа равновесия при адсорбции ДТФЦ из гептана на сталь, содержащую 13 % Cr, в 125 раз меньше, чем на низкохромистую сталь [3.10]. Значение τ_r [см. уравнение (3.1)] зависит от состава и строения (длины цепи молекулы и концевой группы) молекул смазочного материала. При прочих равных условиях коэффициент тре-

ния $\bar{\tau}$ при граничной смазке гомологическими рядами нормальных парафинов, жирных кислот и спиртов является линейной убывающей функцией молекулярной массы M , поскольку более длинные цепи молекул обеспечивают более полное экранирование силового поля конденсированной фазы [3.4]:

$$\bar{\tau} = b_0 - d - aM, \quad (3.3)$$

где b_0 — параметр, зависящий только от металлических тел; a — параметр, характеризующий углеродную цепь молекулы смазки; d — параметр, характеризующий конечную группу цепи молекулы. При контакте двух разнородных металлов $b_0 = (b'_0 + b''_0) \times \times 0,5$; b'_0 и b''_0 характеризуют адсорбционные свойства этих металлов.

Определенное снижение силы трения достигается за счет уменьшения τ_M вследствие адсорбционного пластифицирования (эффекта Ребиндера) [3.11] поверхностных слоев металла под дей-

3.3. Энтальпии адсорбции ΔH_a и десорбции ΔH_d некоторых химически активных присадок на низкохромистую сталь из гексадекана (по [3.5, 3.9])

Присадка	Концентрация, моль/л	ΔH_a , кДж/моль	ΔH_d , кДж/моль
ДБС	0,0455	54	12
	0,288	56	
ДБДС	0,00543	24	14
	0,0325	24	
ДТФЦ	0,00188	15	23
	0,00940	14	

* Расчетное значение из адсорбционных экспериментов.

ствием адсорбции поверхностно-активных компонентов СМ, т. е. снижения прочности на сдвиг и коэффициента упрочнения. С увеличением температуры согласно уравнениям (3.2) и (3.2a) величина β_a^e снижается, что приводит к росту F [см. уравнение (3.1)]. Однако при этом интенсифицируются реакции активных компонентов СМ с поверхностями металла. Карбоновые кислоты образуют с активными металлами мыла, смазочное действие которых ограничено температурой их плавления. Молекулы присадок, содержащие такие элементы, как S, Cl, P и их сочетания, а также некоторые другие элементы — N, Br, Zn, Mo, при повышенной температуре разлагаются и образуют на поверхностях трения пленки сульфидов, хлоридов, фосфатов или других неорганических соединений металлов, которые обеспечивают антифрикционный, противозносный и противозадирный эффекты в широком интервале температур [3.14]. Предварительно присадки или продукты их деструкции хемосорбируют на поверхностях трения. Энтальпии хемосорбции (рассматриваемой как процесс, идущий до однослойного сульфидирования хромистой стали) для растворов ДБДС и ДБС в гексадекане составляют соответственно 21 и 71 кДж/моль. При этом ДБДС хемосорбирует в 100—500 раз быстрее, чем ДБС [3.9]. На инак-

тивных металлах и сталях хемосорбция многих соединений вообще не наблюдается [3.10].

В процессе химической реакции активных элементов среды с металлом поверхностей трения образуется модифицированный слой, толщину которого приблизительно рассчитывают по следующему уравнению [4.12]:

$$\xi^{\delta} = k_0 \left[\exp \left(-\frac{E_M}{RT} \right) \right] C^n t, \quad (3.4)$$

где k_0 — предэкспоненциальный множитель; E_M — энергия активации процесса; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура; C — концентрация химически активного компонента в среде; n — порядок трибохимической реакции; t — время процесса; δ — показатель степени, определяется экспериментально. В качестве примера в табл. 3.4 даны значения E_M и n для трибохимической реакции образования модифицированного слоя из растворов ДФДС и ДБДС на железе по данным [3.11]. По данным Сакураи, для серо-содержащих соединений эффективное снижение трения достигается при образовании слоя сульфида толщиной 30 ... 50 молекулярных слоев. Согласно [3.12] толщина слоя сульфида, образующаяся при трении в среде раствора ДБДС в парафиновом масле составляет 1000 нм. Образование модифицированных слоев обеспечивает снижение

3.4. Активация энергии активации E_m и порядка n трибохимической реакции образования модифицированного слоя из растворов ДФДС и ДБДС на железе (по данным [3.11])

Присадка	E_m , кДж/моль	n
ДФДС	39,0	0,11
ДБДС	27,4	0,26

3.5. Содержание различных элементов в модифицированном граничном слое смазки при трении низкохромистой стали под нагрузкой 2000 Н (по данным [3.15])

При- сад- ка	Концентра- ция, % (по массе)	Содержание эле- ментов, % (по массе)				
		Fe	P	S	Zn	Pb
Серо- фосфор- содержа- щая	5	58	38	4	—	—
Диал- килди- тиофос- фат	100	9	21	1	69	—
цинка Диал- килди- тиофос- фат свинца	20	3	5	23	—	69

трения не только за счет меньшей прочности на срез этого слоя по сравнению с основным металлом, но и как следствие вторичной адсорбции молекул смазочного материала на модифицированном слое. Так, сульфид железа — более активный адсорбент, чем окись железа [3.13], и СМ, не эффективный как адсорбат для стальных поверхностей при высоких температурах, может быть эффективным при адсорбциях на модифицированном слое.

Противоизносный эффект от образования модифицированных слоев объясняется не только снижением силы трения и температуры в зоне контакта, но и тем, что износ происходит не в результате разрушения металла при адгезионном изнашивании, а вследствие разрушения менее прочного модифицированного слоя, существенную долю в котором составляет активный элемент присадки. В результате этого вместо интенсивного изнашивания металла, происходит потеря массы присадки, воспроизводимой из СМ (табл. 3.5).

3.1.2. Трение при жидкостной смазке

Трение при жидкостной смазке проявляется в достаточно толстой пленке смазывающего вещества, разделяющей контактирующие поверхности. В результате замены внешнего трения при непосредственном контакте тел внутренним трением разделяющего их слоя жидкости уменьшаются сопротивление трения и скорость изнашивания поверхности. Поэтому жидкостное трение — наиболее выгодная форма трения в узлах такого типа, как подшипники, направляющие, зубчатые зацепления передач, кулачки и т. п.

Теория жидкостного трения следует из уравнений потока Навье-Стокса (уравнения, описывающие динамическое равновесие элемента жидкости) и уравнения сохранения массы, иначе называемого уравнением неразрывности потока. На основании этих уравнений Рейнольдс в 1886 г. вывел уравнение (носящее теперь его имя),

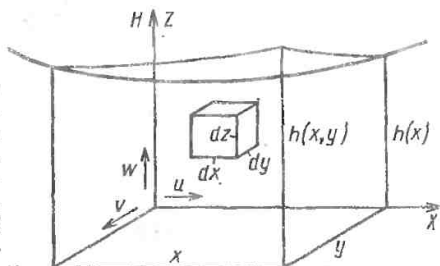


Рис. 3.2. Принятая система координат

которое обычно применяется при рассмотрении практических случаев жидкостного трения в различных условиях (см. гл. 4 в т. 1 справочника по триботехнике «Теоретические основы»).

Уравнение Рейнольдса содержит в себе члены, зависящие от вязкости и плотности жидкости, в связи с чем для решения конкретной задачи его необходимо дополнить уравнениями состояния жидкости и уравнениями энергии.

В общей форме уравнения Навье-Стокса в координатах, представленных на рис. 3.2, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{du}{dt} &= \rho X_a - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \times \\ &\times \eta \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \times \\ &\times \eta \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \eta \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \right. \\ &\left. + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \rho \frac{\partial v}{\partial t} &= \rho Y_a - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \times \\ &+ \eta \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \times \\ &\times \eta \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \right. \\ &\left. + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \rho \frac{\partial w}{\partial t} &= \rho Z_a - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} \times \\ &\times \eta \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} \times \\ &\times \eta \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \eta \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \right. \\ &\left. + \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \eta \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

где ρ — плотность; u, v, w — составляющие скорости в направлении осей координат x, y, z ; t — время; p — давление; η — динамическая вязкость.

Выражения в левой части уравнений (3.5) представляют собой силы инерции, а члены в правой части последовательно представляют массовые силы, силы давления и силы вязкости.

Уравнение неразрывности потока, описывающее сохранение массы за время dt в элементе dx, dy, dz , имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0. \quad (3.6)$$

При выводе уравнения Рейнольдса были приняты следующие допущения: смазывающее вещество представляет собой ньютоновскую жидкость;

силы инерции и массовые силы малы по сравнению с силами давления и вязкости;

изменение давления по толщине пленки мало ($\partial p / \partial x = 0$);

производные скоростей u и v по оси Z значительно больше других производных.

Два последних допущения следуют из геометрии пленки, толщина которой $h \ll$ длины b и ширины l . Обычно $h/l = h/b = 10^{-3}$.

При принятых допущениях уравнения Навье-Стокса принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Поскольку в уравнениях (3.7) давление является функцией только координат x и y , после интегрирования получаются градиенты скорости вдоль этих осей в виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial z} &= \frac{z}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{A}{\eta} \\ \frac{\partial v}{\partial z} &= \frac{z}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{C}{\eta} \end{aligned} \right\}, \quad (3.8)$$

где A и C — константы. Динамическая вязкость в уравнениях (3.8) может изменяться в зависимости от всех трех координат.

Обычно уравнение Рейнольдса решается в дискретных областях пленки, в которых вязкость можно считать постоянной. Учитывая малую толщину пленки, часто принимают среднее значение вязкости по толщине пленки. Уравнение Рейнольдса для вязкости в зависимости от переменной температуры по толщине пленки будет представлено ниже в этой главе.

Если принять среднее значение вязкости по толщине пленки, равное η , составляющие скорости после интегрирования уравнений (3.8) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + A \frac{z}{\eta} + B \\ v &= \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + C \frac{z}{\eta} + D \end{aligned} \right\}. \quad (3.9)$$

Если предположить, что слой жидкости, прилегающий к движущейся поверхности трения элемента пары трения, имеет одинаковую с ней скорость, что означает отсутствие скольжения на границе твердого тела и жидкости, то граничные условия по скорости будут следующими:

$$\left. \begin{aligned} z = 0, \quad u &= u_b, \quad v = v_b \\ z = h, \quad u &= u_a, \quad v = v_a \end{aligned} \right\}, \quad (3.10)$$

где a, b — индексы, соответствующие верхней и нижней поверхностям трения или иначе стенке, ограничивающей масляный канал.

При принятых граничных условиях (см. уравнения 3.10) градиенты скорости и ее составляющие описываются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial z} &= \left(\frac{2z-h}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{u_b - u_a}{h} \\ \frac{\partial v}{\partial z} &= \left(\frac{2z-h}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{v_b - v_a}{h} \end{aligned} \right\}, \quad (3.11)$$

$$\left. \begin{aligned} u &= -z \left(\frac{h-z}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \\ &+ u_b \left(\frac{h-z}{h} \right) + u_a \frac{z}{h} \\ v &= -z \left(\frac{h-z}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial y} + \\ &+ v_b \left(\frac{h-z}{h} \right) + v_a \frac{z}{h} \end{aligned} \right\}. \quad (3.12)$$

После интегрирования уравнения неразрывности потока (3.6) в пределах толщины пленки (от 0 до h), оно принимает вид:

$$\int_0^h \left[\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \right] dz = 0. \quad (3.13)$$

Применяя общее правило интегрирования в виде

$$\int_0^h \frac{\partial}{\partial x} [f(x, y, z)] dz = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h f(x, y, z) dz - f(x, y, h) \frac{\partial h}{\partial x}$$

и считая среднюю плотность смазочного материала постоянной по толщине пленки, получим интегральную форму уравнения неразрывности потока в виде:

$$\begin{aligned} h \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \int_0^h u dz \right) - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \int_0^h v dz \right) - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial y} + \\ + \rho (w_a - w_b) = 0. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Интегралы в уравнении (3.14)

$$q_x = \int_0^h u dz \quad \text{и} \quad q_y = \int_0^h v dz \quad (3.15)$$

представляют собой расход q смазочного вещества через единицу ширины пленки в направлении осей X и Y .

Используя уравнение (3.12) и проинтегрировав зависимости (3.15), получим:

$$\left. \begin{aligned} q_x &= -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{u_b + u_a}{2} \right) h \\ q_y &= -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{v_b + v_a}{2} \right) h \end{aligned} \right\}. \quad (3.16)$$

Первые слагаемые правых сторон этих уравнений, так называемые члены Пуазейля, представляют собой расход смазочной жидкости, вызванный изменением давления, а вторые, называемые членами Коуэтта, представляют собой расход, связанный со скоростью движения стенок, ограничивающих масляный канал.

Подставляя уравнения (3.16) в зависимость (3.14), получим основную форму уравнения Рейнольдса:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho (u_b + u_a) h}{2} \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho (v_a + v_b) h}{2} \right] + \\ & + \rho (w_a - w_b) - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \\ & - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial y} + h \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0. \end{aligned} \quad (3.17)$$

Первые два слагаемые уравнения (3.17) — члены Пуазейля, третье и четвертое — члены Коуэтта. Пятое, шестое и седьмое — расход жидкости, связанный с движением, сжимающим пленку, а последнее — расход, вызванный местным напряжением пленки. Последние четыре слагаемые зависимости (3.17) могут быть в сумме выражены как $\partial(\rho h)/\partial t$, и уравнение Рейнольдса примет вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho (u_a + u_b) h}{2} \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho (v_a + v_b) h}{2} \right] + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}. \end{aligned} \quad (3.18)$$

В случае, когда движение стенок, ограничивающих масляный канал, происходит в одной плоскости и одну из стенок можно считать плоскостью с координатами X и Y , граничные условия скорости примут вид:

$$\left. \begin{aligned} z = 0, \quad u_b = u_b, \quad v_b = 0, \quad w_b = 0 \\ z = h, \quad u_a = u_a, \quad v_a = 0, \\ w_a = u_a \frac{\partial h}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

При принятых условиях движения, граничных условиях и скоростях, определенных зависимостями (3.19), уравнение Рейнольдса принимает вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \\ & = 12u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x}, \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\text{где } u = \frac{u_a + u_b}{2}.$$

При установившейся работе плоского гидростатического подшипника $h = \text{const}$ и $u_a = u_b = 0$. Уравнение (3.20) принимает вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0. \quad (3.21)$$

А при $\rho = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 0. \quad (3.22)$$

Подшипники этого типа часто бывают осесимметричными, и в таких случаях уравнение (3.22) упрощается, принимая вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 0 \\ \text{или} \\ \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\text{const}}{r} \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

При аналогичном предположении о постоянстве плотности и вязкости, но при сужающемся масляном канале, уравнение (3.20) принимает вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \\ & = 12u\eta_0 \frac{\partial h}{\partial x}. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Во многих случаях боковыми утечками можно пренебречь и рассматри-

вать случай плоского течения. Тогда уравнение (3.24) сокращается и принимает вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\mu \frac{\partial (\rho h)}{\partial x}. \quad (3.25)$$

Это уравнение после интегрирования по координате x принимает так называемую интегральную форму уравнений Рейнольдса:

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta u \left[\frac{\rho h - (\rho h)_m}{\rho h^3} \right], \quad (3.26)$$

где m — индекс, соответствующий точкам, в которых $dp/dx = 0$, т. е. месту, в котором давление максимально.

Если жидкость несжимаема, то уравнение (3.26) принимает вид:

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta u \left(\frac{h - h_m}{h^3} \right). \quad (3.27)$$

Решения, полученные при выводе уравнений Рейнольдса, позволяют также определить сопротивление движению при жидкостном трении.

Напряжения сдвига τ для ньютоновской жидкости определяются формулами:

$$\tau_x = \eta \frac{du}{dz}; \quad \tau_y = \eta \frac{dv}{dz}. \quad (3.28)$$

Составляющие же касательной силы T в соответствующих направлениях можно получить интегрированием составляющих напряжений (3.28) по всей поверхности пленки:

$$T_x = \iint \tau_x ds; \quad T_y = \iint \tau_y ds. \quad (3.29)$$

Обычно система координат выбирается таким образом, чтобы одна из осей совпадала с направлением движения. Такой системе координат соответствуют граничные условия скорости (3.19). Если учесть эти условия в уравнениях (3.19) и подставить их в формулы (3.28), касательные напряжения на поверхности с координатой $z = 0$ будут представлены зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xz=0} &= -\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\eta}{h} (u_b + u_a) \\ \tau_{yz=0} &= -\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y} \end{aligned} \right\}, \quad (3.30)$$

а на поверхности с координатой $z = h$:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xz=h} &= \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\eta}{h} (u_b + u_a) \\ \tau_{yz=h} &= \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y} \end{aligned} \right\}. \quad (3.31)$$

Так как касательная сила $T_y = \iint \tau_y ds$ перпендикулярна направлению перемещения поверхностей относительно точки соприкосновения, сила трения для поверхности с координатой $z = 0$ либо $z = h$ определяется формулой:

$$T_{y=0} = \int_0^y \int_0^x \left\{ \left[\pm \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{h} (u_a + u_b) \right] dx \right\} dy. \quad (3.32)$$

Рассуждая аналогично предыдущему, можно вывести уравнение Рейнольдса для более сложного случая — для пленки с переменными по толщине вязкостью и плотностью, что необходимо при более точных решениях, учитывающих изменение температуры по толщине пленки. В этом случае уравнение Рейнольдса принимает вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[(F_2 + G_1) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ & + \frac{\partial p}{\partial x} \left[(F_2 + G_1) \frac{\partial p}{\partial y} \right] = \\ & = h \left[\frac{\partial (\rho u)_a}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)_a}{\partial y} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \times \\ & \times \left[\frac{(u_a - u_b)(F_2 + G_2)}{F_0} + u_b G_3 \right] - \\ & - \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{(v_a - v_b)(F_2 + G_2)}{F_0} + v_b G_3 \right] + \\ & + \int_0^h \frac{\partial p}{\partial t} dz + (\rho w)_a - (\rho w)_b, \quad (3.33) \end{aligned}$$

в котором функции F и G определяются зависимостями:

$$F_0 = \int_0^h \frac{dz}{\eta}, \quad F_1 = \int_0^h \frac{z dz}{\eta} = \bar{z} F_0,$$

$$F_2 = \int_0^h \frac{\rho z}{\eta} (z - \bar{z}) dz, \quad F_3 = \int_0^h \frac{\rho z}{\eta} dz,$$

при $\bar{z} = \frac{\int_0^h \frac{z dz}{\eta}}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}},$

$$G_1 = \int_0^h \left[z \frac{\partial \rho}{\partial z} \left(\int_0^z \frac{z}{\eta} dz - \bar{z} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right) \right] dz,$$

$$G_2 = \int_0^h \left[z \frac{\partial \rho}{\partial z} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right] dz;$$

$$G_3 = \int_0^h \left[z \frac{\partial \rho}{\partial z} \right] dz.$$

Все функции G содержат в себе градиент плотности по толщине пленки $\partial \rho / \partial z$, и, если он мал, что справедливо для большинства практических случаев, функциями G можно пренебречь. Общая форма уравнения Рейнольдса (3.33) может подвергаться упрощениям, которые следуют из принятых условий, аналогично тому, как для случая основной формы этого уравнения (3.17).

Решение многих вопросов жидкостного трения, особенно в случае возникновения проскальзывания, требует учета в уравнении Рейнольдса переменной вязкости и плотности смазывающего вещества.

Изменение вязкости и плотности вызывается переходом работы трения в теплоту, а также выделением

теплоты при сжатии смазочной жидкости, вызванного действующим на нее давлением. Теплота рассеивается путем конвекции и теплопроводности, и в определенных точках пленки устанавливается дифференцированное поле температур, влияющее на вязкость и плотность смазывающего вещества.

Поле температур описывается уравнением энергии совместно с принятыми граничными условиями, вытекающими из уравнения теплопроводности.

В общей форме уравнение энергии представляет собой зависимость:

$$\rho \left[u \frac{\partial (cT)}{\partial x} + v \frac{\partial (cT)}{\partial y} + w \frac{\partial (cT)}{\partial z} \right] +$$

$$+ \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] = \rho \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \right.$$

$$\left. + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \Phi, \quad (3.34)$$

где c — удельная теплоемкость; T — температура; k — коэффициент теплопроводности;

$$\Phi = \eta \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \right.$$

$$+ \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 +$$

$$+ \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u}{\partial z} \frac{\partial w}{\partial x} + \right.$$

$$+ \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial z} \left. \right) +$$

$$+ \frac{4}{3} \left[\frac{\partial u}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \right.$$

$$+ \frac{\partial v}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) +$$

$$\left. + \frac{\partial w}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \left. \right\}.$$

Слагаемые левой части уравнения (3.34) представляют собой конвекцию и теплопроводность, а правой части — слагаемые от воздействия давления и вязкого сдвига смазывающего вещества.

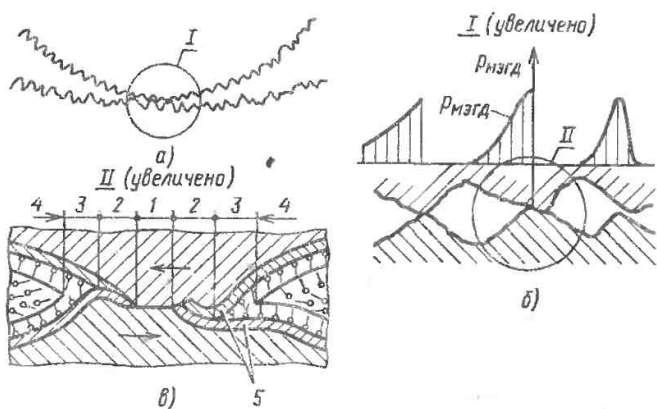


Рис. 3.3. Модель смешанного трения:

a — макрорельеф контактирующих поверхностей; *б* — гидродинамические микроклинья между неровностями и созданное в них давление; *в* — виды трения между шероховатостями поверхностей: 1 — физически сухое; 2 — технически сухое; 3 — граничное; 4 — жидкостное; 5 — слой окислов и адсорбированных веществ

Обычно при решении удельную теплоемкость и коэффициент теплопроводности считают постоянными и предполагают, что теплота передается только в направлении, перпендикулярном стенкам, ограничивающим масляный канал. Учитывая малую толщину пленки по сравнению с остальными ее размерами, можно считать, что скорости u и v значительно больше скорости w . По той же причине их производные по z значительно превосходят остальные производные. В результате уравнение энергии (3.34) сокращается до вида:

$$\rho c \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] + k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} =$$

$$= \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) +$$

$$+ \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right]. \quad (3.35)$$

В зависимости от конкретных условий возможно дальнейшее упрощение уравнения (3.35).

3.1.3. Трение при несовершенной смазке (смешанное трение)

Смешанным трением называется комплекс явлений, происходящих при одновременном проявлении двух или более основных видов трения. (Подробно теория изложена в гл. 4 т. I справочника).

Поверхности узлов трения шероховаты и в зависимости от степени их сближения на разных участках контакта может проявляться сухое, граничное или жидкостное трение.

Подъемная сила жидкостного трения возникает в сужающемся зазоре между поверхностями контактирующих тел (рис. 3.3, *a*) и в зависимости от условий контакта там может появляться гидродинамическое трение (ГД) или эластогидродинамическое трение (ЭГД). Эта сила может быть вызвана также пленками смазки (рис. 3.3, *б*) в микроклинях, образованных микронеровностями перемещающихся поверхностей (так называемая микроэластогидродинамическая пленка — МЭГД). В зоне контакта микронеровностей (рис. 3.3, *в*) возникает сухое трение, в котором можно выделить

воны трения обнаженных при сдвиге чистых ювенильных металлических поверхностей (1) и слоев окислов и адсорбированных веществ (2). Вокруг вон сухого трения твердых веществ возникает граничное трение в адсорбированных молекулярных слоях смазочного материала.

Протекающие при смешанном трении процессы необычайно сложны, так как все виды трения косвенно влияют друг на друга, участвуя в создании подъемной силы, а некоторые из них оказывают прямое взаимное влияние, как, например, ЭГД- и МЭГД-пленки.

По указанным причинам теоретически оценить свойства контакта в условиях смешанного трения очень трудно, так как это требует хорошего знания основных процессов трения, характеристик шероховатости поверхностей и их изменений во время работы. Трудности усугубляются недостаточностью знаний, особенно о явлениях, происходящих в микроразделах контакта, т. е. о микроэластогидродинамической пленке и граничном трении.

В связи с этим в инженерных расчетах пользуются в основном результатами экспериментальных исследований конкретных узлов трения, а теоретически рассуждения, основанные на синтезе различных видов трения, используются для предварительной оценки либо оценки влияния изменения условий контакта для известного вида трения.

Смешанное трение встречается достаточно часто, особенно при пуске и остановке машин, а также в тихоходных узлах, в которых невозможно возникновение жидкостного трения.

В течение многих лет проводятся интенсивные исследования смешанного трения, в результате которых создан ряд моделей смешанного трения, представленных, например, в работах [3.16—3.20]. Однако эти модели мало реалистичны, потому что, как правило, не учитывают всех явлений, и поэтому почти не пригодны в инженерной практике. Из изучения материалов [3.20] можно сделать вывод, что полученные до сих пор результаты имеют в основном качественный характер, а отры-

вочные количественные результаты не позволяют сформировать вызывающие доверие зависимости для определения доли отдельных видов трения, что является ключевым моментом для оценки свойств смешанного трения в определенных условиях контактирования (см. гл. 4).

С формальной точки зрения несущая способность смешанного трения T и коэффициент трения μ определяются формулами:

$$\omega = \omega_{ф.с} + \omega_{т.с} + \omega_{МЭГД} + \omega_{ГД}(\text{ЭГД}); \quad (3.36)$$

$$T = \mu\omega = \mu_{ф.с}\omega_{ф.с} + \mu_{т.с}\omega_{т.с} + \mu_{МЭГД}\omega_{МЭГД} + \mu_{ГД}(\text{ЭГД})\omega_{ГД}(\text{ЭГД}); \quad (3.37)$$

$$\mu = \frac{\mu_i \omega_i}{\omega} = \frac{T}{\omega}, \quad (3.38)$$

где ω_i — несущая способность одного из видов трения; μ_i — коэффициент трения; индексы: ф. с — физически сухое трение (обнаженные поверхности чистого металла); т. с — физически сухое трение (слой окислов и адсорбентов).

Основными факторами, влияющими на процессы в условиях смешанного трения, являются вид и топография шероховатости контактирующих поверхностей. На рис. 3.4 представлена пространственная профилограмма шероховатости притираемых поверхностей с $Ra = 1,7$ мкм. При ее изучении следует обратить внимание на помещенную на рисунке шкалу, которая показывает, что увеличение по высоте неровностей почти в 14 раз больше увеличения по ширине и почти в 40 раз больше увеличения по длине. Приняв во внимание эту шкалу, можно заметить, что поверхность, напоминающая горные цепи, в действительности представляет собой поверхность, покрытую пологими холмами и долинами. При статическом соединении двух таких поверхностей контакт произойдет в местах соприкосновения наивысших неровностей и вследствие их упругих и пластических деформаций охватит только такую площадь, которая соответствует равновесию си-

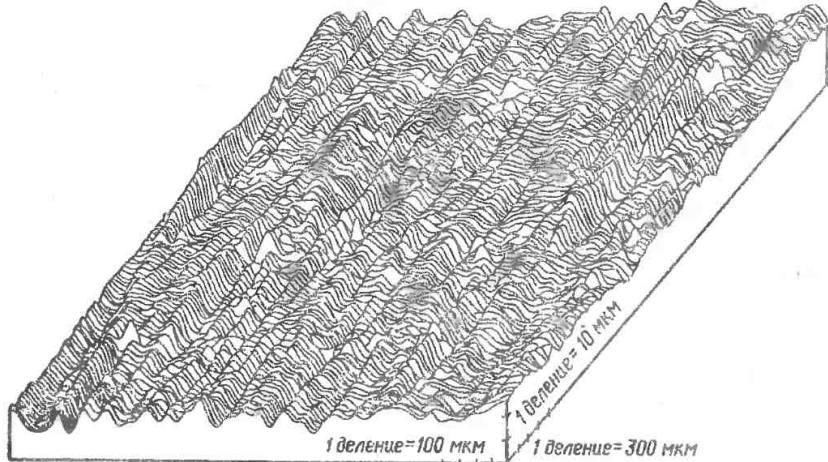


Рис. 3.4. Вид и топография шероховатостей притираемых поверхностей с $Ra = 1,7$ мкм по [3.21]

лы, сжимающей поверхности и силы, представляющей собой сумму нормальных напряжений на площадях контакта деформированных неровностей. Соприкоснувшиеся твердые микронеровности вдавливаются в более мягкое основание и деформируют его первоначальную форму. До сих пор эти процессы не принимались во внимание ни одной из моделей смешанного трения.

При внешнем трении твердых тел площадь контакта охватывает небольшой процент номинальной поверхности контакта, а между контактирующими поверхностями возникают щели, в которых при наличии смазочного материала и при взаимном движении поверхностей могут возникать клинья, вызывающие гидродинамическую подъемную силу. На рисунке видно, что щели шероховатостей соединяются или пересекаются, образуя сужающиеся углубления в плоскостях, параллельных поверхности, которые, так же как сужения между микронеровностями в плоскости, перпендикулярной к поверхности трения, образуют смазочные клинья. На этом рисунке заметна также анизотропность структуры шероховатости,

характерная для большинства поверхностей узлов трения.

Направленность структуры — результат износа, борозды идут в направлении взаимного смещения поверхностей. Такая структура образуется также при технологическом процессе обработки поверхностей трения. Если направление движения инструмента относительно обрабатываемой поверхности совпадает с направлением движения поверхности в узле трения, то потом в процессе притирки направленность структуры практически не изменяется. В качестве примеров таких поверхностей можно назвать дорожки качения подшипников качения, цапфы, вкладыши подшипников скольжения и т. п. Технологическое направление структуры шероховатости поверхности зубьев зубчатых колес перпендикулярно к направлению их взаимного движения, и изнашивание в процессе притирки полностью меняет направленность их структуры, приспособляя ее к направлению взаимного перемещения.

Изотропная структура шероховатости характерна только для шариков подшипников качения, беспорядочное движение которых как в технологиче-

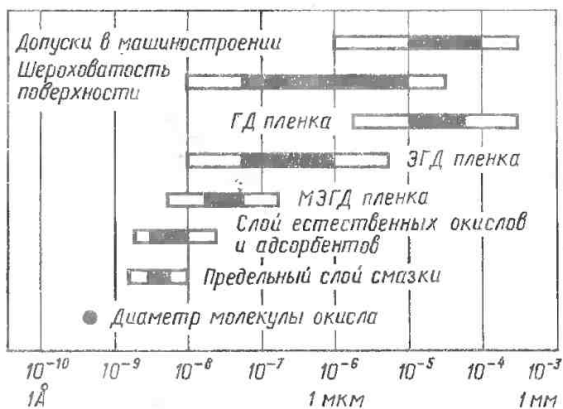


Рис. 3.5. Сравнение толщин пленки смазочного вещества при гидродинамическом и эластогидродинамическом трении с толщиной граничного слоя смазки, толщиной окислов и др.

ском процессе их изготовления, так и во время работы не позволяет сформироваться постоянно направленной структуре поверхности. Направленность структуры по отношению к вектору скорости скольжения существенно влияет на характер смешанного трения. Если смазочный материал движется вдоль шероховатостей, что происходит в подавляющем большинстве узлов трения, толщина пленки уменьшается по сравнению с толщиной, определенной для случая контакта идеально гладких поверхностей. Зато при движении смазки перпендикулярно к бороздам шероховатости толщина пленки увеличивается. Увеличивается также и коэффициент трения. Это влияние для ЭГД пленки показано ниже в гл. 4, где оно представлено как функция коэффициента направленности структуры γ и коэффициента толщины пленки λ , который вычисляется как отношение толщины пленки для идеально гладких поверхностей к эквивалентной шероховатости поверхности:

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}} = \frac{h}{Rz}, \quad (3.39)$$

где $Ra_{1,2}$ — среднеарифметическое отклонение профиля шероховатости от средней линии для каждой поверхности. Формула (3.39), по существу, аналогична формуле (2.14), приведенной выше в гл. 2.

Коэффициент толщины пленки λ является основным критерием характера смешанного трения, в зависимости от которого определяются основные его характеристики.

Шероховатости поверхностей различных узлов трения могут значительно различаться, и для полного их описания необходимо значительно большее (помимо Ra и Rz) число параметров, таких, как максимальная высота шероховатостей, характеристики их расположения, радиусы скруглений вершин, углы наклона боковых поверхностей и т. п. Однако Ra — почти единственный показатель, применяемый в инженерной практике. Используя значения Ra и λ , можно сравнить явления трения одинакового вида, проявляющиеся в аналогичных узлах трения, так же как, например, сравнить характеристики гидродинамической или эластогидродинамической пленок, в процессах трения подшипников качения или подшипников скольжения.

На рис. 3.5 показано сравнение встречающихся на практике толщин эластогидродинамической и гидродинамической пленок с толщинами граничного слоя смазки, слоя окислов на поверхности трения и т. п. Гидродинамическая пленка характеризуется большей толщиной, смешанное трение при наличии такой пленки появляется при $\lambda \geq 5$. Диапазон наиболее часто встречающихся толщин эласто-

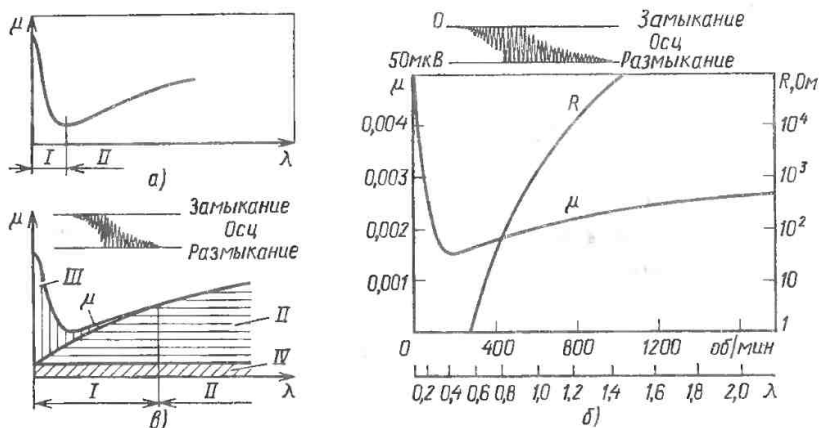


Рис. 3.6. Изменение коэффициента трения в зависимости от условий трения: *а* — теоретическая кривая; *б* — полученные экспериментально изменения коэффициента трения μ , сопротивления пленки R и картины условий трения, регистрируемых на осциллооскопе (Осц), в функции коэффициента толщины пленки λ для подшипника качения с бочкообразными роликами 222.СС; ω — доли разных типов жидкостного трения; *I* — зона смешанного трения; *II* — зона жидкостного трения; *III* — зона сухого и граничного трения; *IV* — потерн на упругий гистерезис

гидродинамических пленок очень узок ($0,1 \leq h \leq 1$ мкм), и смешанное трение появляется в них при $\lambda \leq 1,2 \dots 3$. Эти границы определяются, с одной стороны, характером явлений, а с другой — некоторым коэффициентом безопасности перед непредвиденным переходом из условий жидкостного трения к смешанному.

Толщина гидродинамической пленки значительно более чувствительна к изменению условий работы, чем толщина эластогидродинамической пленки. Кроме того, обычно мягкость одной из поверхностей и скольжение делают переход от жидкостного трения к смешанному в узле трения с гидродинамической пленкой более опасным, чем в узле трения с ЭГД пленкой, потому что в последнем случае значительно больше доля движения качения и взаимодействия поверхностей с высокой твердостью.

Несущая способность эластогидродинамической пленки в смешанном трении показана в гл. 4 в виде функции коэффициента толщины пленки λ и величины шероховатости R_a .

Загрязнения, содержащиеся в смазке, могут существенно влиять на ус-

ловия трения, особенно в эластогидродинамической пленке вследствие малой ее толщины. Они приводят к тому, что при теоретическом коэффициенте толщины пленки λ , указывающем на жидкостное трение, может появляться смешанное трение, связанное с интенсивным изнашиванием контактирующих поверхностей.

Для определения условий трения часто используется теоретическая кривая зависимости коэффициента трения μ от коэффициента толщины пленки λ , представленная на рис. 3.6, *а*. В упрощенном понимании зона смешанного трения *I* охватывает область до достижения минимума коэффициента трения.

Более тщательный анализ условий трения можно провести на примере полученных экспериментально графиков коэффициента трения подшипника качения с бочкообразными роликами, представленного на рис. 3.6, *б*, вместе с одновременно регистрируемой на осциллооскопе Осц картиной условий трения и электрическим сопротивлением пленки. Первые импульсы на осциллооскопе, свидетельствующие о кратковременном полном разделении

контактирующих поверхностей маслом, появляются при числе оборотов вала, при которых коэффициент трения имеет минимальные значения, а коэффициент толщины пленки $\lambda \geq 0,3$. Импульс на осциллооскопе свидетельствует о полном разделении поверхностей, контакт же даже одной микронеровности вызывает его исчезновение. Поэтому можно сделать вывод, что в этих условиях несущая способность жидкостного трения почти равна нагружающей силе. Ввиду малой величины коэффициента λ можно предполагать, что несущая способность смазки создается в основном эластогидродинамической пленкой между микронеровностями. Полное же исчезновение импульсов контакта, т. е. условие полностью жидкостного трения, достигается при $\lambda = 1,5$, при котором электрическое сопротивление пленки примерно равно 10^6 Ом. Наглядная картина различных видов трения представлена заштрихованными зонами на рис. 3.6, в.

Несмотря на то что в диапазоне $0,3 < \lambda < 1,5$ несущая способность контакта при жидкостном трении изменяется очень мало, при $\lambda < 0,8$, как показано ниже в гл. 4, процесс изнашивания идет более интенсивно, чем при $\lambda \geq 1,5$. Некоторые различия в значениях λ , приведенных выше в гл. 2, связаны с методиками экспериментов на машинах трения и на стендах.

Практические рекомендации по инженерному использованию теории трения при жидкостной и несовершенной (смешанной) смазке подробно изложены ниже в параграфах гл. 4 и 5, посвященных решению задач трения при гидродинамической, эластогидродинамической и граничной смазке с рассмотрением типовых узлов трения, скольжения и качения, работающих со смазкой.

3.2. СПОСОБЫ И СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ

Независимо от вида трения в элементарной трибологической системе, которая состоит, по крайней мере, из двух элементов, выполненных из

твердого тела, жидкой или пластичной смазки в качестве смазывающего вещества, разделяющего эти элементы, и конструктивных либо технологических связей между ними, должна существовать система подачи смазочного материала.

Система смазывания трибологической системы может включать в себя следующие технические системы (рис. 3.7):

устройства, создающие разность давления смазывающего вещества в системе смазывания (масляные насосы, насосы пластичной смазки, процессы гидродинамического смазывания);

систему транспортировки смазочной жидкости;

устройства измерения давления, температуры и объема жидкости;

теплообменники, предназначенные для отвода теплоты от охлаждаемой смазочной жидкости;

устройства для очистки (фильтрации) смазочной жидкости.

Однако в конкретную систему смазывания могут входить не все из перечисленных технических систем. Например, в системах смазки зубчатых передач, как правило, нет масляных насосов и трубопроводов, а роль теплообменника выполняет корпус передачи.

3.2.1. Устройства для создания разности давления смазочной жидкости

Для нагнетания смазочной жидкости применяются шестеренные, плунжерные и роторные насосы. Например, в современных двигателях внутреннего сгорания применяются системы смазывания под давлением. Масло под давлением подается в наиболее нагруженные зоны трения. Остальные детали смазываются разбрызгиванием.

Шестеренный масляный насос (рис. 3.8) обычно имеет механический привод, его производительность в несколько раз больше потребностей. Насос состоит из двух находящихся в зацеплении цилиндрических зубчатых колес, помещенных в геометрически подогнанный корпус, причем одно колесо имеет привод, а второе вращается свободно. Зубчатые колеса

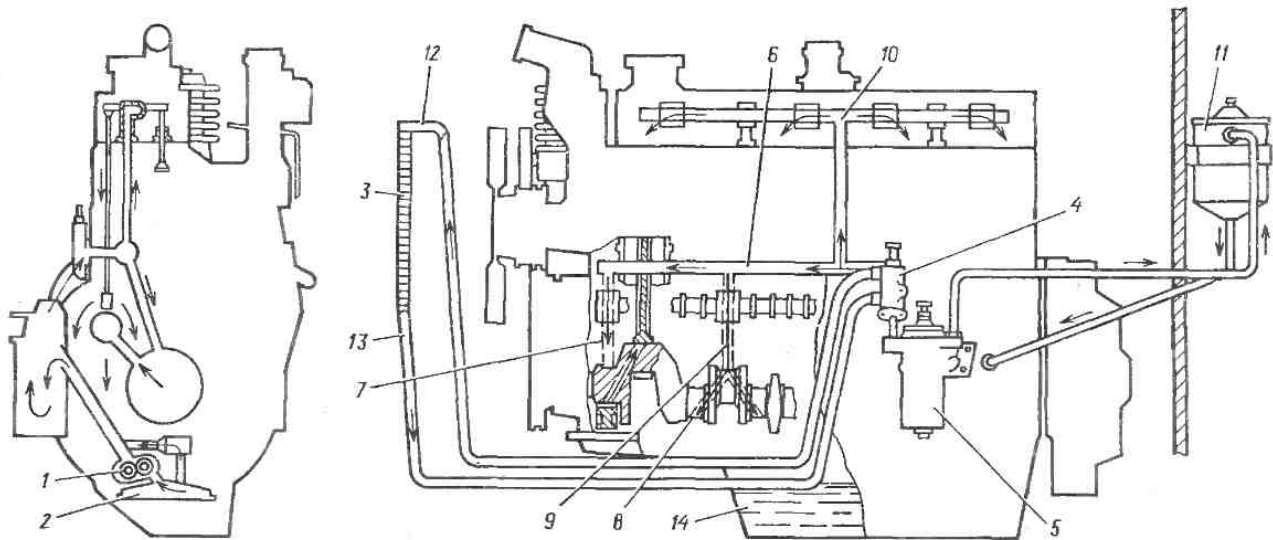


Рис. 3.7. Схема системы смазывания под давлением, снабженной масляным радиатором:

1 — масляный насос с предохранительным клапаном; 2 — приемный патрубок масляного насоса с фильтрующей сеткой; 3 — масляный радиатор с переливным клапаном; 4 — приставка масляного фильтра; 5 — полнопроточный масляный фильтр с переливным клапаном; 6 — главный масляный коллектор; 7 — канал подачи масла к подшипнику подшипнику; 8 — канал подачи масла к коренному подшипнику; 9 — канал подачи масла к подшипнику валика распределения; 10 — канал подачи масла к подшипникам клапанных рычагов; 11 — параллельный фильтр тонкой очистки; 12 — трубопровод подачи масла в радиатор; 13 — трубопровод, отводящий масло от радиатора; 14 — масляный картер

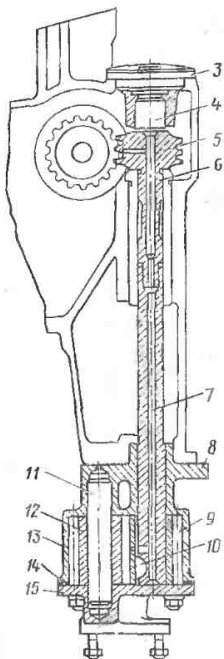


Рис. 3.8. Шестеренный насос:

1 — полость всасывания; 2 — нагнетательная полость; 8 — нажимная пробка; 4 — дистанционный ролик; 5 — приводная передача; 6 — втулка подшипника; 7 — приводной вал; 8 — опорный выступ; 9 — ведущая шестерня; 10 — шпонка; 11 — ось ведомой шестерни; 12 — ведомая шестерня; 13 — корпус; 14 — уплотнение; 15 — крышка

перемещают попадающее между зубьями масло из полости всасывания в нагнетательную полость, выдавливая его в нагнетательный трубопровод.

Роторный масляный насос состоит из двух находящихся в зацеплении зубчатых колес, оси вращения которых расположены с эксцентриситетом (рис. 3.9). Внутреннее ведущее рабочее колесо имеет внешний зубчатый венец, а ведомое колесо имеет внутренний зубчатый венец и может вращаться в корпусе насоса. Масло засасывается в увеличивающуюся полость между зубьями колес, а затем во время их вращения выдавливается в нагнетательный трубопровод.

Применяются также плунжерные насосы с механическим приводом (рис. 3.10). Червяк насоса вращает червячное колесо, вместе с которым вращается поводок шарика. Через определенное число оборотов червяка червячное колесо делает один оборот и шарик совпадает с поводком. Тогда пружина перемещает плунжер, подавая порцию масла в зоны трения. Привод плунжерных насосов может быть также гидравлическим или пневматическим.

3.2.2. Система дозирования смазочной жидкости

Схема системы дозирования смазывающей жидкости при дистанционном смазывании представлена на рис. 3.11. Она состоит из распределительных, управляющих и контрольных устройств, а также из соединений и трубопроводов; двухпоршневой распределитель циклически подает масло в соответствующие ветви системы трубопроводов; дозаторы (рис. 3.12) обеспечивают подачу оптимальных порций масла (обычно они устанавлива-

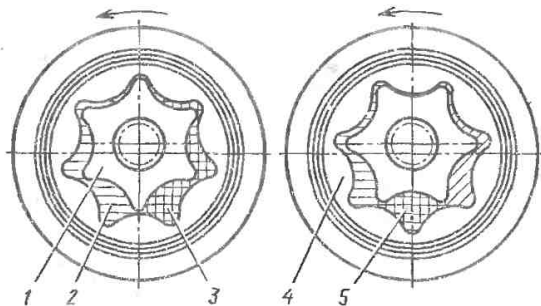


Рис. 3.9. Схема действия роторного масляного насоса
1 — внутренний ротор; 2 — полость всасывания; 3 — нагнетательная полость; 4 — внешний ротор; 5 — перемещаемый объем масла

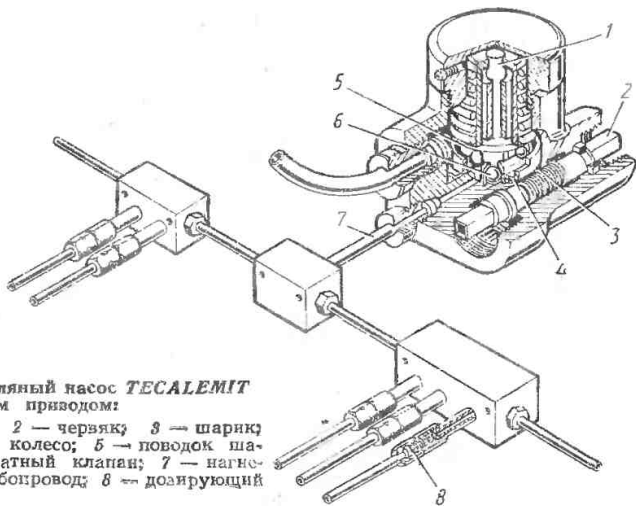


Рис. 3.10. Масляный насос **TECALEMIT** с механическим приводом:

1 — плунжер; 2 — червяк; 3 — шарик; 4 — червячное колесо; 5 — поводок шарика; 6 — обратный клапан; 7 — нагнетательный трубопровод; 8 — дозирующий клапан

ются перед распределителями или зонами смазывания; от диаметра жиклера дозатора зависит расход смазочной жидкости; гидравлические реле выдержки времени регулируют время подачи масла в дозаторы (реле нор-

мально работает при вязкости жидкости 8 ... 50 сСт); с помощью конического командоконтроллера управляют подачей масла, нагнетаемого однопоршневым насосом с гидравлическим приводом в зоны, требующие смазки.

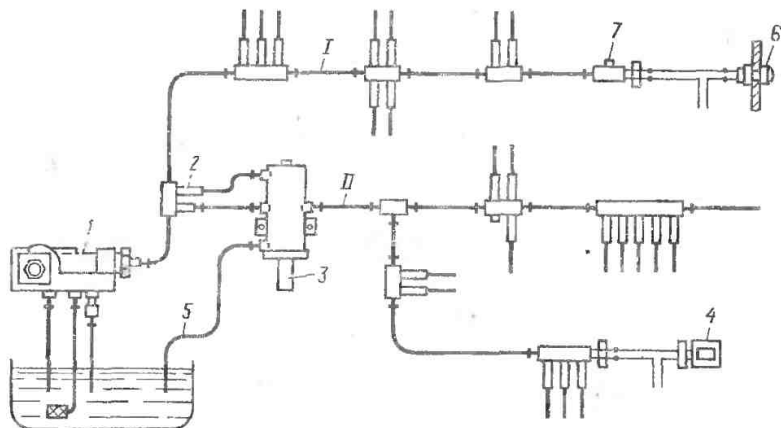


Рис. 3.11. Схема автоматической централизованной системы смазывания с ответвлением (I, II), питаемым через реле выдержки времени **VOGELE**:

1 — насос; 2 — дозирующий клапан; 3 — реле выдержки времени; 4 — счетчик; 5 — трубопровод слива излишка масла; 6 — контрольная лампа; 7 — воздухоотделитель

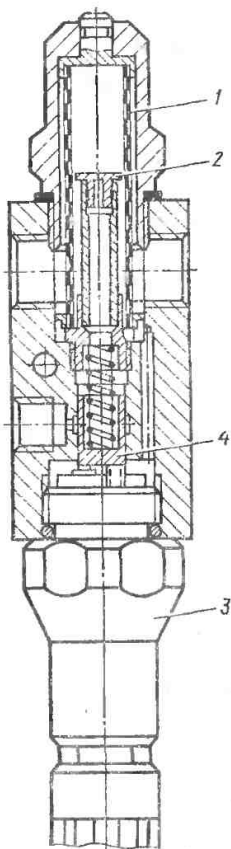


Рис. 3.12. Дозатор *VOGELE*:
1 — фильтрующий элемент; 2 — жиклер;
3 — электрический датчик; 4 — управляющий золотник

3.2.3. Устройства для измерения давления, температуры и объема смазочной жидкости

Почти все устройства для измерения давления, температуры и объема смазочной жидкости состоят из датчика и указателя. Измерители давления масла могут быть механическими (рис. 3.13) или электрическими.

В механических манометрах показания значения давления пропорцио-

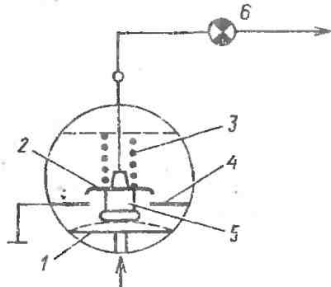


Рис. 3.13. Датчик давления масла автомобиля *Polski FIAT 125 P*:

1 — мембрана; 2 — подвижный контакт;
3 — пружина; 4 — неподвижный контакт;
5 — поршень; 6 — сигнальная лампа давления масла

нальны деформациям упругих чувствительных элементов, возникающим под действием давления масла. Чувствительными элементами могут быть пружины, сильфоны или мембраны. Деформация чувствительного элемента преобразуется зубчатой передачей и рычажным механизмом в отклонение указателя датчика. Влияние температуры на точность показания датчика давления компенсируется биметаллическими термокомпенсаторами.

Электрические манометры строятся на основе полупроводников, пьезоэлектриков, биметаллических или электромагнитных систем. В качестве датчика обычно используется столбик кружков из графитового порошка или кристалл пьезокварца. Электромагнитные манометры состоят из биметаллического датчика и электромагнитного указателя.

Для измерения температуры смазочной жидкости используются манометрические и электрические термометры.

Принцип работы манометрического термометра основан на деформации датчика, которая вызывается давлением паров жидкости, заполняющей датчик, т. е. манометрический термометр работает как манометр, шкала которого размечена в единицах измерения температуры.

Изменение объема жидкости в зависимости от изменения температуры описывается зависимостью

$$\Delta V = V_0 \beta \Delta t, \quad (3.40)$$

где V_0 — первоначальный объем жидкости в датчике; β — коэффициент объемного расширения жидкости; Δt — изменение температуры жидкости.

В электрических термометрах используется изменение сопротивления полупроводников в зависимости от температуры. Электрическое сопротивление полупроводников (кремния, германия, сульфидов) значительно превышает сопротивление металлов и уменьшается с ростом температуры. В термисторных термометрах используются чувствительные элементы, электрическое сопротивление которых значительно изменится при изменении температуры. Внутри датчика биметаллических термометров размещается биметаллическая пластинка с обмоткой, имеющей большое электрическое сопротивление.

Действие указателя уровня масла основано на том, что металлический поплавок, упираясь в контакт, замыкает электрическую цепь, и сигнализатор срабатывает.

Возможны и другие технические решения, позволяющие получить информацию о давлении, температуре и количестве смазочной жидкости в системе смазывания.

3.2.4. Теплообменники

Трибологические процессы в смазочных зонах трения квазистационарны при стабильном спектре возмущающих воздействий, в том числе при постоянной температуре смазочного материала. Для поддержания постоянной температуры в зонах трения смазочную жидкость охлаждают. Отвод теплоты в окружающее пространство осуществляется от оребренных стенок корпусов работающих агрегатов или от радиатора системы охлаждения. (Масляные радиаторы изготавливаются из оребренных трубок.) Масло принудительно прокачивается через систему охлаждения, так как большая вязкость смазочной жидкости затрудняет ее протекание через трубки радиатора, имеющие небольшой внутренний диаметр.

Смазочный материал может содержать в себе следующие загрязнения: частички твердых веществ различного гранулометрического, физического и химического состава;

смолистые вещества (в основном это относится к маслу двигателей внутреннего сгорания);

химически активные вещества (например кислоты, вызывающие окисление и коррозию);

жидкие вещества, растворенные в эксплуатационной жидкости, интенсифицирующие старение деталей машин.

Среди указанных загрязнений смазочных материалов, повышающих интенсивность физического старения деталей машин, с помощью фильтрации могут быть отделены твердые и смолистые вещества, а также коагулированные жидкости. Эти вещества могут проникнуть внутрь агрегата, например двигателя внутреннего сгорания, снаружи или образоваться во время его работы. Это могут быть частицы пыли или металла, оставшиеся после сборки, частицы пыли и песка, попавшие внутрь через топливную систему, сажа, частицы нагара, вода, серная и сернистая кислоты, продукты износа, продукты полимеризации и окисления масла (смоли, кислоты, бескислородные кислоты, асфальтены, карбены, карбонды). Загрязнения образуют взвесь мелкодисперсных частиц в масле либо соответствующий раствор.

Загрязнения масла интенсифицируют трибологическое изнашивание деталей машин, уменьшают проходные сечения трубопроводов масляной системы, интенсифицируют образование лаков и нагаров, ухудшают условия отвода теплоты и тем самым снижают ресурс машин. Предельная концентрация загрязнений, например в моторном масле, не может превышать 0,5 %.

Существенное влияние на интенсивность трибологического изнашивания оказывает гранулометрический состав твердых частиц в масле.

Считается, что твердые частицы, размеры которых больше толщины масляной пленки между трущимися поверхностями, вызывают абразивное изнашивание. Частицы, размер которых меньше толщины масляной пленки, могут свободно циркулировать вместе с маслом, не вызывая изнашивания, а еще более мелкие частицы будут агломерироваться и тогда вызывать трибологическое изнашивание деталей машины.

На интенсивность трибологических процессов влияет и физическое старение масла, которое вызывается его окислением и полимеризацией углеводородов, образованием кислот и смол, увеличением содержания механических загрязнений и уменьшением содержания присадок. Фильтрация масла замедляет процессы его старения.

3.3.1. Методы исследования загрязнений масла

В качестве характеристики концентрации загрязнений в масле может использоваться количество загрязнений в единице объема жидкости или отношение суммарного количества загрязнений к объему жидкости, в которой они содержатся. Эти характеристики определяют класс чистоты жидкости.

Концентрация загрязнений в масле или в пластичной смазке определяется во время идентификации загрязнений, оценки состояния предельного старения масла, оценки состояния предельного загрязнения фильтра или при определении эффективности фильтрации. Выделенные из масла загрязнения позволяют определить физические, химические и гранулометрические характеристики. Загрязнения выделяются из масла или пластической смазки, растворенной с помощью н-пентана, петролейного эфира, бензина или ксилола. Для выделения загрязнений применяется несколько методов: седиментация, фильтрация, центрифугирование или их комбинация.

В ходе седиментации для выделения загрязнений масла, разжиженного петролейным эфиром или экстракцион-

ным бензином, используются силы гравитации. Седиментационные сосуды помещают в темное помещение на 15 ... 20 сут. Затем оставшийся над выпавшим осадком раствор декантируют, а осадок промывают чистым петролейным эфиром или экстракционным бензином для удаления остатков масла из осадка. Метод седиментации занимает много времени и не позволяет выделять частицы диаметром менее 4 мкм, а также органические частицы, имеющие малую плотность.

Фильтрация разжиженной петролейным эфиром или экстракционным бензином пробы масла через бумажный или мембранный фильтр позволяет выделять загрязнения из масел, не содержащих диспергирующих присадок.

Водно-дисперсионные загрязнения масел обычно бывают мелкодисперсными и поэтому фильтрацию следует выполнять с использованием мембранных фильтров, имеющих диаметр пор около 0,8 мкм, даже несмотря на то, что такие фильтры имеют большое гидравлическое сопротивление и быстро теряют пропускную способность.

Метод фильтрации масла при избыточном давлении после седиментации дает хорошие результаты.

Производительность процесса фильтрации можно увеличить, если применять фильтры из крепированной бумаги и вводить в исследуемое масло поверхностно-активные вещества (ПАВ), вызывающие коагуляцию частиц загрязнений. В качестве коагулянта может быть использована серная или соляная кислота 0,2 ... 0,3 % концентрации, полиакриламид и другие поверхностно-активные вещества.

К недостаткам метода фильтрования можно отнести большую трудоемкость и большой расход растворителя.

Центрифугирование заключается в воздействии центробежных сил на исследуемое масло, разжиженное растворителем. Эффективность центрифугирования зависит от величины центробежного ускорения, вязкости взвеси, разности плотностей жидкости и загрязнений и от продолжительности процесса. Обычно при центрифугировании центробежные ускорения со-

ствляют 8000 ... 10 000 g, а время центрифугирования — около 10 мин. Повторяемость результатов при этом методе — около 0,5 %, а точность определения концентрации загрязнений — около 0,01 %.

Наилучшие результаты достигаются при комбинации центрифугирования и фильтрации через мембранные фильтры. Масло, пятикратно разведенное петролейным эфиром, подвергается центрифугированию, затем декантированию и фильтрации под давлением через мембранные фильтры, имеющие диаметр пор 0,8 мкм. Масса загрязнений оценивается по сумме загрязнений, выделенных при центрифугировании и при фильтрации. При этом способе из масла с диспергирующими присадками наиболее полно извлекаются загрязнения. Способ позволяет за относительно короткое время получить большое количество материала для физических и химических анализов загрязнений.

Кроме количественных анализов загрязнений масла, важную роль играют и *гранулометрические анализы*. При гранулометрическом (фракционном) анализе пользуются эквивалентными размерами частиц, такими, как диаметр шара, ребро куба или диаметр цилиндра, высота которого равна его объему. Выбор эквивалентного размера связан с методом измерения. Поэтому в качестве эквивалентных размеров могут быть использованы площадь поверхности, объем, условные размеры проекции частицы на плоскость, размеры, обусловленные физическими или химическими характеристиками частиц.

Большая вязкость дисперсной фазы масла, широкий диапазон размеров частиц загрязнений, неоднородность химического состава загрязнений, разные физические свойства частиц загрязнений, а также их мелкодисперсность в маслах, содержащих дисперсанты, определяют основы выбора метода описания гранулометрического состава загрязнений масла.

Ниже описаны методы гранулометрического анализа, которые наиболее часто применяются в исследованиях смазочных материалов и эффективности смазочного действия.

Седиментационные методы. Анализ частиц загрязнений, выделенных из масла фильтрованием, производится с помощью седиментационного микроскопа. Он дает возможность, используя процесс седиментации, регистрировать частицы загрязнений, размеры которых больше 1 ... 2 мкм, разделяя их по весу и размерам. Частицы загрязнений, например, в отработанном масле можно идентифицировать седиментационным методом в поле центробежных сил при частоте вращения ротора центрифуги больше 20 000 об/мин. Загрязненное масло должно быть разбавлено петролейным эфиром до вязкости 8 ... 12 сСт при температуре 20 °С. Если концентрация загрязнений в суспензии более 0,2 ... 0,3 %, ее разбавляют раствором, состоящим из 50 % чистого масла и 50 % петролейного эфира.

Минимальные значения эквивалентного диаметра частиц, полностью выделенных из масла на данной высоте вращения ротора центрифуги, вычисляются по формуле

$$d_z = \sqrt{\frac{36\mu Q}{\Delta\rho\omega^2\pi h(R+r_0)^2}}, \quad (3.41)$$

где μ — динамическая вязкость жидкости; Q — количество жидкости, протекающей через ротор центрифуги в единицу времени; $\Delta\rho$ — разность плотностей частиц и жидкости; ω — угловая скорость вращения ротора центрифуги; h — высота ротора центрифуги в месте измерения; R — радиус внутренней поверхности ротора; r_0 — радиус внутренней поверхности слоя жидкости в центрифуге.

На основании результатов исследований строят кривые распределения веса частиц загрязняющих примесей в функции высоты ротора центрифуги, по которым далее графоаналитическим методом определяются предельные значения эквивалентных диаметров загрязняющих частиц, а также распределение частиц по диаметру.

Оптические методы. Методы основаны на применении обыкновенного оптического микроскопа, с помощью которого можно рассматривать частицы загрязняющих масло примесей в проходящем или поляризованном свете

на предметном стекле, на две кюветы или на мембранном фильтре. В качестве предметного стекла используется камера Бюркера, обеспечивающая толщину слоя рассматриваемой жидкости около 0,1 мм.

Эти методы позволяют анализировать частицы загрязняющих примесей, диаметр которых больше 3 мкм. Подсчет мелких частиц производится по фотоснимкам проб масла.

Ультразвуковой, фотоэлектрический с лазерной подсветкой и кольматационный методы применяются для фракционных исследований загрязнений масла.

Электрические методы. Они являются наиболее подходящими для исследования гранулометрического состава загрязнений масла.

Широко применяются счетчики, действующие на принципе электрического контраста, например, анализаторы Коутлера-Коунтера. Основной проблемой при проведении исследования гранулометрического состава загрязнений на фильтрах с помощью счетчика Коутлера является подбор электролита. Неоднородность химического состава современных масел приводит к тому, что для каждого из них приходится подбирать свой электролит, который должен рассеивать частицы загрязнений, не нарушая их геометрии, иметь соответствующее сопротивление, хорошо смешиваться с маслом, предотвращать агломерацию частиц и быть к ним химически нейтральным.

Концентрация частиц при проведении исследований должна быть такой, чтобы эффект одновременной регистрации двух частиц был минимальным.

Подсчет частиц производится после введения масла непосредственно в электролит либо после выделения загрязняющих масло частиц на мембранном фильтре, развернутом в электролите.

В состав электролита входят растворитель, представляющий собой полярное вещество, например ацетон, изобутанол, а также «вязущий» растворитель, например дихлорэтан, хлороформ, трихлорэтилен и др. «Вязущие» растворители должны хорошо смешиваться с маслом и электроли-

гом, а также должны иметь большую величину диэлектрической постоянной. Обычно используется состав, состоящий из 25 % исследуемого масла, 50 % электролита и 25 % «вязущего» растворителя.

Методы химического анализа загрязнений масла. Химический анализ загрязнений масла проводится для определения химического состава загрязняющих примесей, физического старения масла, а также для составления характеристик химического состава загрязнений.

В состав загрязнений масла входят как органические соединения (асфальтены, карбены, коксы, карбонды), так и неорганические вещества (двуокись кремния, железо, свинец, фосфор, алюминий, цинк, марганец, хром, магний, кальций, олово, сера, медь). Некоторые металлы присутствуют в виде следов, а другие — в большом количестве.

Схема технологии химического анализа загрязнений приведена на рис. 3.14.

Загрязняющие примеси в количестве около 1 г, отмытые от остатков масла петролейным эфиром, обрабатываются раствором, состоящим из бензола и этилового спирта в соотношении 4:1. Полученный экстракт используется для определения содержания в нем углерода и водорода методами масс-спектрометрии и абсорбционной спектрометрии в инфракрасных лучах, а из бензольно-спиртового экстракта с помощью n-пентана осаждаются асфальтены, высушиваются при температуре 110 °С и взвешиваются.

Осадок II обрабатывают четырьмя порциями пиридина, растворяющего карбены.

Осадок IV заливают азотной кислотой и нагревают в водяной бане в течение 4 ч, затем смесь отфильтровывают через тигель Шотта и получают осадок V, содержащий коксы, карбонды и SiO₂. После прокаливания осадка V при температуре 1000 °С остается двуокись кремния.

Экстракционными методами (спектроскопия отражения в инфракрасных лучах, масс-спектроскопия с абсорбционной спектроскопией) в загрязняющих масло примесях можно оп-

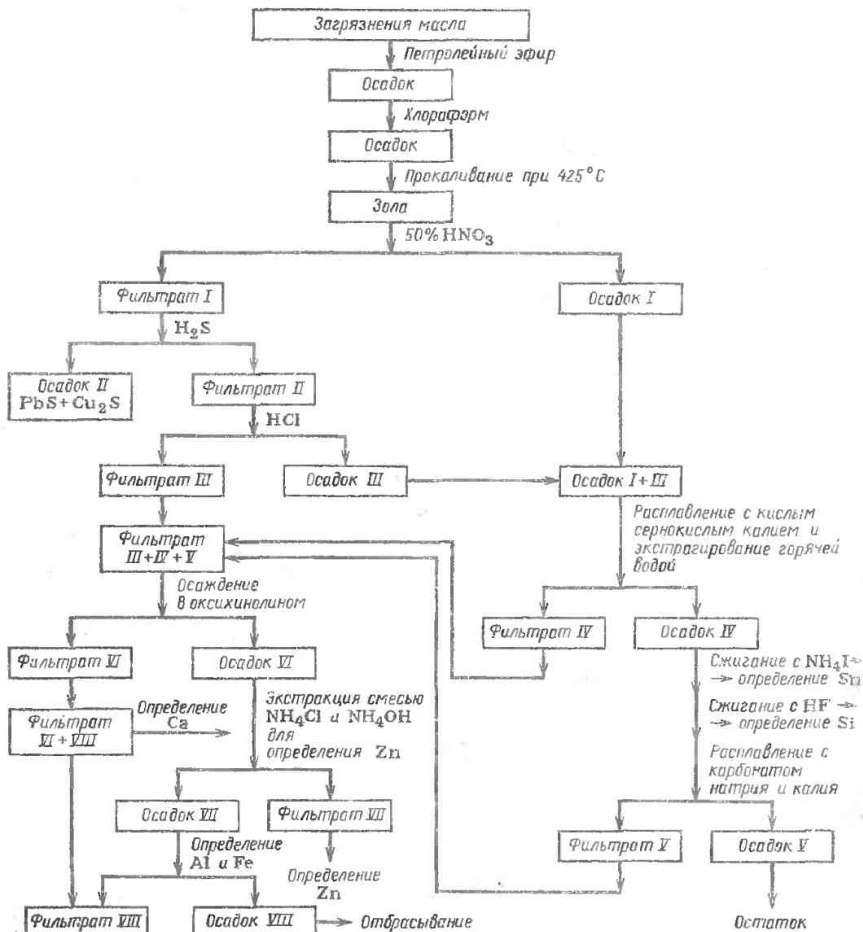


Рис. 8.14. Схема химического анализа загрязнений комплексометрическими методами

ределить содержание асфальтенов, карбенов, карбонидов, коксов и других углеводородов. Загрязненное масло экстрагируют бензольно-спиртовым раствором и записывают массовый и инфракрасный спектры полученного экстракта.

Из примесей неорганического происхождения во время экстрагирования выделяют двуокись кремния и металлы. Измеряя атомарную абсорбцию спектрофотометрическим ме-

тодом, можно определить содержание следующих элементов: Al, Ca, Cu, Si, Fe, Mg, Mn, Pb, Sn.

Наличие фосфора определяют с помощью рентгеновской фотометрии пламени и флуоресцентного (в масле) анализа либо радиометрии. Оценка содержания силикатов в загрязненных двуокись кремния производится прокаливанием осадка V, увлажненного после химической реакции 2 мл 2лх × H₂SO₄ и 5...10 мл концентрированной

фтористоводородной кислоты, дальнейшим выпариванием и дополнительным прокаливанием его при температуре 1100 °C в течение 10 мин.

3.3.2. Процессы фильтрации масла

Процессы фильтрации существенно зависят от свойств дисперсионной и дисперсной фаз масла, а также от характеристик фильтровальных устройств.

Свойства фаз масла изменяются случайным образом и поэтому трудно априори, опираясь на классические законы фильтрации и сепарации, определить эффективность фильтрации масла. Поэтому эффективность фильтрации определяется экспериментальными методами.

Анализируя процесс очищения масла, например в двигателях внутреннего сгорания, следует учесть приведенные ниже соображения. Масло обладает большой вязкостью, зависящей от изменения его температуры. Кроме того, дисперсная фаза масла представляет собой полидисперсную систему, дифференцированную по химическим и физическим свойствам.

Частицы загрязнений, задерживаемые фильтром, обладают отрицательным электрическим зарядом, возникающим при трении частиц о металлические поверхности емкости, насоса и трубопроводов.

Во время фильтрации через пористый фильтр в виде перегородки падение давления в системе смазывания мало. Поэтому осадок на фильтрах не деформируется и гидравлическое сопротивление в системе имеет постоянное значение.

Использование уравнения фильтрации для несжимаемых жидкостей дает возможность представить основные зависимости между количеством фильтра, получаемого за малый промежуток времени с единицы поверхности фильтра, объем которого прямо пропорционален разности давления и обратно пропорционален вязкости фильтра, и суммарным сопротивлением осадка и фильтрующей перегородки:

$$\frac{dV}{S_p d\tau} = \frac{\Delta p}{\mu (R_0 + R_p)}, \quad (3.42)$$

где V — объем фильтрата; S_p — площадь поверхности фильтрации; τ — время фильтрации; Δp — разность давлений до и после фильтра; μ — вязкость жидкой фазы взвеси; R_0 — сопротивление слоя осадка; R_p — сопротивление фильтрующей перегородки.

Скорость фильтрации (м/с) $v = \frac{dV}{S_p d\tau}$. Общее сопротивление при фильтрации

$$R = R_p + R_0. \quad (3.43)$$

Величину R_p можно выразить зависимостью:

$$R_p = \frac{G_0 \xi}{S_p} = \frac{V \gamma x \xi}{1 - b x S_p}, \quad (3.44)$$

где G_0 — вес сухого осадка, полученного на фильтрующей перегородке; ξ — удельное сопротивление осадка; γ — удельный вес материала, из которого изготовлен фильтр; x — концентрация твердой фазы в жидкости перед фильтрацией; b — отношение веса влажного осадка к весу сухого осадка.

Величину R_0 можно выразить через эквивалентное сопротивление осадка весом G_0 :

$$R_0 = \frac{G_0 \xi}{S_p} = \frac{V_0 \gamma x}{1 - b x} \frac{\xi}{S_p}, \quad (3.45)$$

где V_0 — объем фильтрата, сопротивление слоя осадка которого равно сопротивлению фильтрующей перегородки. Тогда

$$R = (V_0 + V) \frac{\gamma x \xi}{S_p (1 - b x)}. \quad (3.46)$$

Подставив в приведенное выше уравнение вместо $R_0 + R_p$ полученное выражение для R и проинтегрировав его от 0 до $V + V_0$ и от 0 до $\tau + \tau_0$, получим:

$$(V + V_0)^2 = \frac{2 S_p^2 \Delta p (1 - b x)}{\mu \gamma x \xi}. \quad (3.47)$$

Обозначив $\frac{2 S_p^2 \Delta p (1 - b x)}{\mu \gamma x \xi} = k_1 = \text{const}$,

получим зависимость между объемом прошедшей через фильтр жидкости и временем фильтрации:

$$(V + V_0)^2 = k_1 (\tau + \tau_0), \quad (3.48)$$

где τ_0 — время, необходимое для образования осадка, сопротивление которого равно сопротивлению фильтрующей перегородки.

На основании закона Пуазейля можно написать уравнение:

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{\rho S_p^2}{\mu \xi x (V_0 + V)}. \quad (3.49)$$

Это уравнение, называемое в теории фильтрации уравнением Рута—Кармана, после соответствующих преобразований принимает вид:

$$0,5k_1 V = \frac{\tau}{V} - \frac{1}{V_0}. \quad (3.50)$$

В рассмотренном случае закон изменения сопротивления фильтрации имеет вид:

$$\frac{dR}{dV} = k_1. \quad (3.51)$$

Фильтрация с закупоркой пор фильтрующей перегородки характерна для очистки взвесей, содержащих небольшую концентрацию относительно мелких частиц, взвешенных в жидкости большой вязкости. В результате адсорбции, механического загрязнения и других явлений частицы примесей застревают в порах, уменьшая их сечение.

Возможны три случая фильтрации с закупоркой пор: с закупоркой каждой поры одной твердой частицей; с постепенной закупоркой одной поры многими частицами; промежуточный случай фильтрации.

1. Фильтрация при закупорке каждой поры одной твердой частицей (фильтрация с полной закупоркой пор) встречается очень редко, и, кроме того, частицы взвеси всегда имеют склонность к агломерации. Этот тип фильтрации возникает, когда размеры частиц примесей, загрязняющих жидкости, соизмеримы с диаметром пор фильтрующей перегородки. При этом каждая пора закупоривается одной частицей. Обычно счи-

тают, что фильтр имеет определенное количество N_K одинаковых цилиндрических капилляров (пор) радиусом r_K и длиной l_K . Объем фильтрата V_F , проходящий через один капилляр в одну секунду, по закону Хаген—Пуазейля можно определить с помощью формулы

$$V_F = \frac{\pi r_K^4 \Delta p}{8 \mu l_K}. \quad (3.52)$$

Скорость фильтрации в начальный момент времени τ_0 , отнесенная к 1 м² поверхности пористой перегородки,

$$v_0 = V_F N_K. \quad (3.53)$$

Если предположить, что в 1 м³ взвеси содержится n твердых частиц, то после получения фильтрата объемом V число закупоренных пор будет равно nV . Соответственно число открытых пор будет равно $N_K - nV$, а скорость фильтрации

$$v = V_F (A_K - nV) \quad (3.54)$$

или

$$v = v_0 - k_2 V. \quad (3.55)$$

Постоянная

$$k_2 = V_F n \quad (3.56)$$

имеет размерность с⁻¹ и характеризует интенсивность уменьшения скорости фильтрации по мере увеличения объема фильтрата. При постоянной величине V_F ее значение зависит только от числа твердых частиц n в единице объема взвеси. В этом случае сопротивление фильтрации R может быть охарактеризовано величиной, обратной скорости фильтрации:

$$\frac{dR}{dV} = \frac{k_2}{(v_0 - k_2 V)^2}, \quad (3.57)$$

$$\frac{dR}{dV} = \frac{k_2}{v^2} \quad (3.58)$$

или

$$\frac{dR}{dV} = k_2 R^2. \quad (3.59)$$

Уравнение (3.59) определяет изменение сопротивления фильтрующей перегородки в функции количества полученного фильтрата при фильтрации с полной закупоркой пор.

где

$$k'_3 = \frac{x_0}{\pi l_R} \left(\frac{B_1}{N_R} \right)^{1/2}. \quad (3.66)$$

Введя новую постоянную $k_3 = \frac{2k'_3}{V_0^{1/2}}$

и преобразовав выражение для v , получим:

$$v = v_0 (1 - 0,5 k_3 V)^2. \quad (3.67)$$

Заменив v на $1/R$ и продифференцировав (3.67) по V , получим:

$$\frac{dR}{dV} = k_3 v_0^{1/2} R^{3/2} \quad (3.68)$$

или

$$\frac{dR}{dV} = k_3'' R^{3/2}, \quad (3.69)$$

где

$$k_3'' = k_3 v_0^{1/2}. \quad (3.70)$$

Фильтрация промежуточного типа появляется тогда, когда частицы твердой фазы имеют разные размеры. При проникновении частиц в поры перегородки крупные частицы оседают на ее поверхности. В этом случае интенсивность увеличения сопротивления фильтрации в зависимости от увеличения объема фильтра меньше, чем при фильтрации с постепенной закупоркой пор, но больше, чем при фильтрации с выпадением осадка.

Изменение сопротивления фильтрации, полученное на основании экспериментальных исследований, может быть описано следующей зависимостью:

$$\frac{dR}{dV} = k_4 R. \quad (3.71)$$

Проинтегрировав это уравнение в пределах от 0 до V и от R_0 до R , получим:

$$\frac{R}{R_0} = \frac{v_0}{v} = e^{-k_4 V}. \quad (3.72)$$

Отсюда

$$v = v_0 e^{-k_4 V}. \quad (3.73)$$

Все типы фильтрации, встречающиеся на практике, можно в целом описать зависимостью:

$$\frac{dR}{dV} = kR^b, \quad (3.74)$$

где $0 < b < 2$.

2. Фильтрация с постепенной закупоркой одной поры многими твердыми частицами (стандартная фильтрация) встречается в большинстве случаев промышленной фильтрации при малой концентрации твердых частиц. Она имеет место в том случае, если размер твердых частиц меньше размера пор фильтрующей перегородки. Такие частицы задерживаются внутри пор в результате непосредственного зацепления, адсорбции и других явлений.

Предположим, что фильтр состоит из N_K цилиндрических капилляров с одинаковыми диаметрами d_{K0} и длинами l_K и в процессе фильтрации на стенках капилляров образуется равномерный слой осадков, уменьшающий диаметр капилляра. Согласно закону Хагена—Пуазейля, начальная скорость фильтрации

$$v_0 = B_1 N_K d_{K0}^4, \quad (3.60)$$

где

$$B_1 = \frac{\pi \Delta p}{128 l_K}. \quad (3.61)$$

По прошествии времени τ скорость фильтрации

$$v = B_1 N_K d_{K\tau}^4, \quad (3.62)$$

где $d_{K\tau}$ — диаметр капилляра.

Учитывая, что при получении фильтра объемом dV на стенках капилляров отложится осадок в количестве $x_0 dV$, а толщина слоя осадка в каждом капилляре увеличится на $d d_{K\tau}$, получим:

$$x_0 dV = -N_K \pi l_K d_{K\tau} d d_{K\tau}. \quad (3.63)$$

Проинтегрировав это уравнение в пределах от 0 до V и от d_{K0} до $d_{K\tau}$, получим:

$$V = \frac{N_K \pi l_K}{4x_0} (d_{K0}^2 - d_{K\tau}^2). \quad (3.64)$$

Подставив в уравнение (3.64) значения d_{K0} и $d_{K\tau}$ из уравнений приведенных выше и выполнив преобразования, получим:

$$V = (V_0^{1/2} - k'_3 V)^2, \quad (3.65)$$

Фильтрация с полной закупоркой пор и фильтрация с образованием осадка представляют собой граничные случаи. Если принять $V = \text{const}$ и $p = \text{var}$, то получим следующие уравнения для объема фильтрации:

фильтрация с образованием осадка

$$V = \frac{\Delta p - \Delta p_0}{k_1 \mu \omega}; \quad (3.75)$$

фильтрация с полной закупоркой пор

$$V = \frac{\omega \mu}{k_2} \left(\frac{1}{\Delta p_0} - \frac{1}{\Delta p} \right); \quad (3.76)$$

фильтрация по стандартному закону

$$V = \frac{\sqrt{\mu \omega}}{k_3} \left(\frac{1}{\sqrt{\Delta p_0}} - \frac{1}{\sqrt{\Delta p}} \right); \quad (3.77)$$

фильтрация по промежуточному закону

$$V = \frac{1}{k_4} \ln \frac{\Delta p}{\Delta p_0}. \quad (3.78)$$

Применение перечисленных законов в каждом конкретном случае фильтрации жидкости зависит от свойств жидкости и взвешенных в ней частиц, а также от свойств материала фильтрующей перегородки. Установлено, что решающее значение для эффективности фильтрации имеет отношение скорости фильтрации к скорости осаждения частиц:

$$p = \frac{v}{v_{0s}}. \quad (3.79)$$

Для фильтрации по стандартному закону $p > 1000$, для промежуточного закона $100 < p < 1000$, а для фильтрации с образованием осадка $p < 100$. Для стандартной фильтрации характерна малая скорость осаждения частиц по сравнению со скоростью фильтрации.

3.3.3. Фильтрация жидкости в отстойниках

Осаждение частиц в отстойниках под действием сил гравитационного поля подчиняется законам падения тел, имеющих малые размеры, в среде, создающей сопротивление их движению.

Сила тяжести, действующая на сферическую частицу,

$$G_c = \frac{\pi d^3}{6} (\rho_1 - \rho_2) g, \quad (3.80)$$

где d — диаметр частицы; ρ_1, ρ_2 — плотность частицы и жидкости.

Лобовое сопротивление, действующее на осаждающуюся в жидкой среде частицу, зависит от числа Рейнольдса, характеризующего отношение сил инерции к силам трения, возникающим при движении частицы. Для сферической частицы, движущейся с малой скоростью, согласно закону Стокса, сила лобового сопротивления

$$P_0 = 3\pi d \mu \omega, \quad (3.81)$$

где ω — скорость осаждения частицы μ — динамическая вязкость жидкости.

Однако в этой формуле не учитываются силы инерции. Частица загрязняющей примеси, попавшая в жидкую среду и движущаяся вертикально, сначала движется с некоторым ускорением. Только когда сила сопротивления станет равной силе тяжести ($P_0 = G_c$), скорость осаждения станет постоянной;

$$\omega = \frac{d^2 (\rho_1 - \rho_2) g}{18\mu}, \quad (3.82)$$

т. е. при $Re = 1$ скорость оседания частицы прямо пропорциональна квадрату диаметра, разности плотностей частицы и жидкости, и обратно пропорциональна вязкости жидкости:

$$Re = \frac{d \omega \rho_2}{\mu}. \quad (3.83)$$

Подставляя значение ω в (3.83) и принимая $Re = 1$, получим, что максимальный диаметр частицы, осаждение которой будет идти согласно закону Стокса,

$$d_{\text{max}} = \sqrt[3]{\frac{18\mu^2}{(\rho_1 - \rho_2) \rho_2 g}}. \quad (3.84)$$

Время осаждения частицы на заданную глубину H определяется зависимостью

$$\tau = \frac{H_s}{V} = \frac{18 H_s \mu}{d^2 \Delta g}. \quad (3.85)$$

Реальные скорости осаждения частиц (особенно малого диаметра)

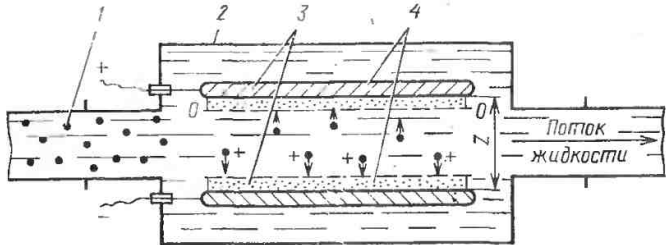


Рис. 8.15. Электростатическая очистка диэлектрических жидкостей:

1 — заряженные частицы твердой фазы; 2 — корпус фильтра; 3 — электроды; 4 — гофрированные плиты

меньше, чем это следует из математической зависимости, вследствие влияния конвекционных течений, броуновского движения и изменений температуры (вязкости) жидкости.

Все приведенные выше рассуждения относятся к частицам, имеющим форму идеального шара. Реальные частицы загрязняющих примесей имеют асимметричную форму, и диаметр d следует понимать как эквивалентный диаметр, т. е. диаметр такой гипотетической сферической частицы, скорость осаждения которой равна скорости осаждения реальной частицы при тех же условиях.

3.3.4. Очистка жидкости в электростатическом поле

Диэлектрические жидкости, к которым относятся все нефтепродукты, можно очищать в электростатическом поле, используя силы электрического притяжения. Принцип работы такого очистителя основан на притягивании к электродам частиц, обладающих электрическим зарядом, независимо от свойств и происхождения этих частиц (железо, цветные металлы, кварц, углерод и т. п.). Электрический заряд частицы получают в результате трения о жидкость. Принцип действия электрического очистителя показан на рис. 3.15.

Силу электрического притяжения частицы загрязнений к электродам можно вычислить по формуле

$$F_e = ne_0 E_x, \quad (3.86)$$

где n — число элементарных зарядов e_0 , которыми заряжена частица; E_x — напряженность электростатического поля на расстоянии x от электрода.

Во время работы электростатического очистителя сила F_e должна быть больше силы гидравлического сопротивления F_c жидкости:

$$F_e > F_c. \quad (3.87)$$

Считая, что движение частицы в электростатическом поле равномерное, т. е. $F_e = F_c$, получим:

$$ne_0 E_x = 3\pi\mu d\omega, \quad (3.88)$$

где ω — скорость движения частицы к электроду.

Отсюда величина напряженности электрического поля, необходимая для эффективной работы очистителя:

$$E_x = \frac{3\pi\mu d\omega}{ne_0}. \quad (3.89)$$

Напряженность поля электростатического очистителя зависит от электрических свойств очищаемой жидкости и частиц загрязняющих примесей, длины и формы электродов, размера зазора между ними и т. д. Чем выше напряженность электростатического поля, тем эффективней будет работать очиститель. Но максимальная напряженность ограничивается диэлектрическими характеристиками жидкости и не может превышать 90 ... 95 % напряжения пробоя, которое, в свою очередь, зависит от расстояния между электродами.

Точность очистки электростатического очистителя равна:

$$d = \frac{1,33ne_0e_r}{S_e\epsilon\mu Z}, \quad (3.90)$$

где e_r — общий электрический заряд электрода; S_e — площадь поверхности электрода; ϵ — диэлектрическая постоянная жидкости. Если ввести обозначение

$$\tau = \frac{S_e Z}{Q}. \quad (3.91)$$

Тогда будем иметь

$$d = \frac{1,33ne_0e_r}{\epsilon\mu\tau Q}. \quad (3.92)$$

Приведенные выше уравнения описывают качественную зависимость между отдельными параметрами очистителя, и ими можно пользоваться, если известна средняя величина зарядов загрязняющих жидкость частиц в реальных условиях работы системы.

Электрические и геометрические параметры многоэлектродного очистителя для равномерной очистки жидкости должны быть одинаковы для всех пар соседних электродов.

Магнитная очистка. В конструкции магнитных очистителей применяются постоянные магниты и электромагниты. При рассмотрении происходящих в магнитном очистителе физических явлений принимаются следующие упрощения: не учитывается влияние магнитного поля на очищаемую жидкость (это влияние считается малосущественным, так как под влиянием магнитного поля может изменяться только поле скоростей жидкости); предполагается, что частицы загрязнения электрически нейтральны.

Постоянное магнитное поле в материальных средах описывается с помощью двух векторов: \vec{B} — магнитной индукцией и \vec{H} — напряженностью магнитного поля. Магнитная индукция \vec{B} характеризует величину и направление действия магнитного поля в каждой его точке. Напряженность магнитного поля \vec{H} определяет величину и направление действия магнит-

ного поля независимо от вида окружающей материальной среды.

В изотропных средах:

$$\vec{B} = \mu_s \vec{H}, \quad (3.93)$$

где μ_s — магнитная проницаемость среды;

$$\mu_s = \mu_0 \mu_r, \quad (3.94)$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Н/м — магнитная постоянная, или магнитная проницаемость вакуума; μ_r — относительная магнитная проницаемость, которая для всех сред, кроме ферромагнитных, близка к 1 ($\mu_r \approx 1$).

В материальной среде под действием магнитного поля происходит магнитная поляризация, т. е. ориентация существующих в этой среде диполей.

Магнитная индукция в среде:

$$\vec{B} = \vec{B}_0 + \vec{J} = \mu_0 \vec{H} + \vec{J} = \mu_0 \vec{H} + \kappa \vec{H}, \quad (3.95)$$

где \vec{B}_0 — вектор магнитной индукции в вакууме; \vec{J} — вектор магнитной поляризации; κ — магнитная восприимчивость вещества, которая связана с магнитной проницаемостью следующим соотношением:

$$\mu_0 + \kappa = \mu_s = \mu_0 \mu_r.$$

У диамагнетиков (висмут, медь, ртуть, вода, олово, свинец, Al_2O_3 , MgO , PbO , ZnO) $\kappa < 0$, но очень близка к нулю. У парамагнетиков (Al , Pt , Cr , Sn , эбонит, воздух, Si , Mg , Mn , Mo , Ti , Ca , Cr_2O_3 , CuO , Fe_2O_3 , MnO_2 , MnO , NiO) $\kappa > 0$, но также близка к нулю. У ферромагнетиков (Fe , Ni , Co) $\kappa = 1$. Обычно $\kappa \neq \text{const}$

и зависимость между \vec{B} и \vec{H} нелинейна.

Удельная магнитная восприимчивость — это отношение магнитного момента, индуцированного в единице массы, к напряженности приложенного магнитного поля:

$$\gamma = \frac{\kappa}{\rho_1}. \quad (3.96)$$

Если твердое тело (в частности, загрязненную частицу) имеющее магнитный момент \vec{M} , поместить в одно-

родное магнитное поле напряженностью \vec{H} , то на него будет действовать крутящий момент, а если поле неоднородно ($\vec{H} = \text{const}$), то на твердое тело будет действовать также еще перемещающая сила, в результате которых проявляется эффект очистки. Перемещающая сила, действующая на тело (частицу), помещенное в магнитное поле напряженностью H , определяется из выражения

$$\vec{F} = (m \vec{dr}) \text{grad } \vec{H}, \quad (3.97)$$

где m — напряженность поля полюсов магнитного диполя; \vec{dr} — расстояние между полюсами диполя.

Все описанные выше методы фильтрации используются на практике при очистке смазочных жидкостей.

Непрерывная фильтрация масла через поперечные перегородки в замкнутом контуре сначала протекает по промежуточному закону фильтрации, а потом — по закону фильтрации с образованием осадка. Чем больше концентрация загрязнений в масле и чем больше размеры частиц загрязнений, тем быстрее происходит переход к фильтрации по закону фильтрации с образованием осадка.

Процесс загрязнения бумажного фильтра натуральными загрязняющими примесями масла в начальном периоде может быть описан параболическим законом в соответствии с промежуточным законом фильтрации.

В условиях эксплуатации очень часто возмущающее воздействие на процессы фильтрации оказывают вибрации машин.

Эффективность фильтрации оценивают с помощью ряда исследований: фильтрующего элемента, жидкости до и после прохождения через фильтр, влияния фильтрующего элемента на трибологическое изнашивание деталей машин; а также оценивают при моделировании фильтрации.

Фильтрующую способность фильтров оценивают с помощью коэффициентов Z_f или Z_p :

$$Z_f = \frac{q_1 - q_2}{q_2}; \quad (3.98)$$

$$Z_p = \frac{q_2}{q_1}, \quad (3.99)$$

где Z_f — коэффициент отфильтровывания; Z_p — коэффициент пропускаемости загрязнений; q_1, q_2 — количества загрязнений до и после прохождения жидкости через фильтроэлемент, оцениваемые весовыми или объемными показателями.

Коэффициент эффективности фильтрации, выраженный в виде функции размеров отфильтрованных частиц, равен характеристике отфильтрованных частиц:

$$Z_s = f(d_i) = 1 - Z_p. \quad (3.100)$$

Левая и правая части уравнения (3.100) определяют размеры задержанных частиц, а также вероятность задерживания частицы определенного размера d_i при однократном прохождении жидкости через фильтр.

Способность фильтра обеспечивать чистоту масла описывает коэффициент накопленной эффективности:

$$Z_R = 1 - \frac{q_n}{q_0}, \quad (3.101)$$

где q_0, q_n — количество загрязняющих примесей до и после n -кратного пропуска жидкости через фильтр.

3.3.5. Фильтры для очистки смазочных жидкостей

Все способы очистки смазочных жидкостей в поршневых двигателях внутреннего сгорания, несмотря на то что в их основе лежат разные физические принципы, могут быть разделены на две группы:

первая — способы очистки, в основу которых положен процесс отделения твердых частиц путем пропуска загрязненной жидкости через пористую перегородку (перегородчатые фильтры);

вторая — способы очистки, в основу которых положено действие различных силовых полей (силовые очистители).

По способу включения в систему смазки фильтры делятся на последовательные, в которых весь объем масла, нагнетаемого в главный трубопровод,

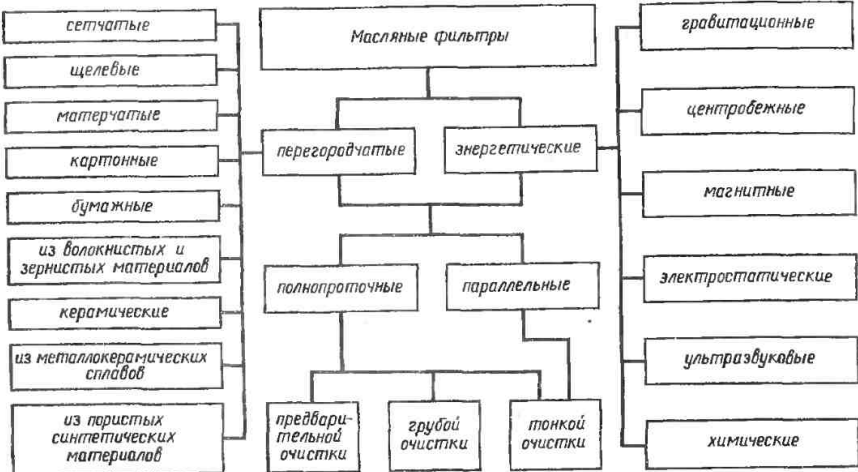


Рис. 3.16. Классификация масляных фильтров

проходит через фильтр, и на параллельные, через которые проходит только 5 ... 15 % полиого объема жидкости, прокачиваемого насосом. По тонкости очистки фильтры делятся на фильтры предварительной, грубой и тонкой очистки.

На рис. 3.16 приведена схема классификации масляных фильтров.

Фильтры очистки топлива по назначению делятся на: вспомогательные и предохраняющие; предварительной очистки; тонкой очистки.

По способу удержания загрязняющих примесей перегородчатые фильтры делятся на: поверхностные; глубинные; комбинированного действия.

Существует много типов и конструкций масляных фильтров. Поэтому точная классификация затруднительна, так как необходимо учитывать много критериев для оценки их эффективности и работоспособности.

Типы масляных фильтров и их характеристики. По способу задержания загрязняющих примесей перегородчатые масляные фильтры делятся на поверхностные и глубинные.

Поверхностные фильтры задерживают частицы дисперсионной фазы на поверхности фильтрующего элемента. Такие фильтры действуют как сито,

т.е. задерживают только те частицы, линейные размеры которых больше размеров поровых каналов фильтрующего элемента. Фильтры характеризуются малой толщиной фильтрующей перегородки. Для обеспечения высокой эффективности фильтрации, длительного времени работы и малого гидравлического сопротивления, фильтрующий элемент должен обладать максимальной фильтрующей поверхностью в единице объема фильтра. Поверхностные фильтры характеризуются большой поверхностью входа жидкости.

Для фильтрации масла в поршневых двигателях внутреннего сгорания применяются следующие типы поверхностных фильтров: сетчатые, щелевые, матерчатые, картонные, бумажные. Сетчатые фильтры, представляющие собой металлическую сетку, применяют в качестве фильтров предварительной очистки. Иногда встречаются сетчатые фильтры, выполненные в виде цилиндрического каркаса, обтянутого металлической сеткой. Для увеличения поверхности сетки фильтрующий элемент выполняется в виде звезды или пакета фильтрующих дисков. Тонкость очистки, определяемая размером ячейки сетки и способом

изготовления фильтрующего элемента, составляет 20 ... 220 мкм.

Недостатком сетчатых фильтров является относительно невысокая тонкость очистки, а также значительное уменьшение коэффициента живого сечения при уменьшении размеров ячеек сетки.

Щелевые фильтры применяются в качестве фильтров грубой очистки. Поры чаще всего образуются системой тонких пластинок специальной конструкции, круглой или профилированной проволокой, намотанной на каркас или скрученной лентой различной конфигурации. Тонкость очистки фильтров колеблется в пределах 20 ... 125 мкм.

Матерчатые фильтры редко применяются для очистки масла. Тонкость очистки в зависимости от вида материала составляет 8 ... 50 мкм. В качестве фильтрующих материалов применяются хлопчатобумажные, льняные, капроновые, нейлоновые ткани и ткани из стекловолокна. Часто для улучшения тонкости очистки ткань в фильтрующих элементах укладывается в несколько слоев, и тогда они работают как глубинные фильтры. Гидравлическое сопротивление таких фильтров растет пропорционально числу слоев ткани. Во время работы в двигателе некоторые ткани утрачивают свои механические свойства в связи с окислением волокон, происходящим под действием кислотных веществ, загрязняющих масло и топливо.

Недостатками матерчатых фильтров являются дефицитность материалов и невысокая степень очистки. Удельная площадь фильтрующей поверхности, приходящаяся на единицу объема фильтроэлемента в существующих конструкциях матерчатых фильтров в 4—6 раз меньше, чем в бумажных фильтрах.

Картонные фильтры применяются для тонкой очистки жидкостей. Картон изготавливается из мерсеризованной целлюлозы и характеризуется высокой пористостью. Картон отличается от фильтровальной бумаги только толщиной: до 0,6 мм — бумага, от 0,6 до 10 мм — картон. Тонкость очистки 1 ... 50 мкм. В картон-

ных фильтрах в зависимости от толщины картона и от направления протекания жидкости (поперечное или продольное) может происходить поверхностная или глубинная фильтрация. Чем меньше толщина картона и чем большая часть жидкости протекает в поперечном направлении, тем ближе процесс фильтрации к поверхностному.

Фильтры из картона толщиной до 1 мм обычно выполняются в виде системы фильтрующих и промежуточных пластин. Промежуточные пластины подводят жидкость к фильтрующим пластинам и образуют полости для отложения загрязняющих примесей.

Недостатками фильтров этого типа являются большое гидравлическое сопротивление, обусловливаемое большой длиной пути жидкости внутри картона, и отфильтрование улучшающих присадок из масла и топлива.

Бумажные фильтры получили наибольшее распространение и применяются в качестве полнопроточных и параллельных фильтров тонкой очистки. Тонкость очистки бумажных фильтров составляет 1 ... 60 мкм. В фильтрах этого типа достигается наибольший коэффициент фильтрующей поверхности на единицу объема фильтрующего элемента (около $5 \dots 12 \text{ см}^2/\text{см}^3$), что обуславливает их малое гидравлическое сопротивление и длительное время работы даже при тонкости очистки до 1 мкм.

Недостатком фильтровальной бумаги является ее невысокая механическая прочность. Бумажные фильтры выдерживают лишь небольшие перепады давления на фильтрующем элементе. Кроме того, эти фильтры могут работать лишь в узком диапазоне изменения температуры фильтрующего масла.

Глубинные фильтры, имея фильтрующие элементы значительной толщины (до 25 мм), задерживают частицы загрязнений не только на поверхности, но и в толще фильтроэлемента. У фильтров этого типа площадь входа жидкости относительно невелика. Различают следующие типы глубинных фильтров: из волокнистых и зернистых материалов; керамические;

металлокерамические; из пористых синтетических материалов.

Фильтры из волокнистых и зернистых материалов изготавливаются в виде: емкости из ткани или металла, наполненной фильтрующим материалом; спрессованного фильтрующего материала; системы кусков фетра, толстого картона, бумажной массы, древесноволокнистой массы и т. п.; сплошных цилиндров или параллелепипедов из фетра, древесной муки, минеральной ваты; многих слоев бумаги, ткани, хлопчатобумажных нитей и т. п., намотанных на цилиндрический каркас.

Увеличение плотности упаковки фильтрующего материала в фильтроэлементах или сжатие фетровых дисков с помощью пружины, с одной стороны вызывает повышение тоюкости очистки, а с другой — увеличивает гидравлическое сопротивление. Чаще всего изготавливаются фильтроэлементы, имеющие тоюкость очистки 12 ... 30 мкм. Фильтры этого типа широко применялись в 50-х годах в качестве параллельных фильтров. В настоящее время фильтры этого типа применяются редко по следующим причинам: происходит интенсивное забивание фильтрующего элемента асфальто-смолистыми загрязнениями; для изготовления фильтроэлементов требуется большое количество фильтрующего материала, что приводит к их высокой стоимости; плотность пористой структуры фильтроэлементов неравномерна, в связи с чем образуются сквозные каналы и происходит вымывание ранее задержанных загрязнений; вследствие высоких адсорбционных свойств фильтроэлементов возможно отфильтровывание активной части улучшающих присадок.

Керамические фильтры изготавливаются из пористой керамики в виде пластинок, цилиндров, усеченных конусов и т. п.

В зависимости от размеров зерен наполнителя, их взаимного расположения и технологии изготовления, тоюкость очистки этих фильтров колеблется в пределах нескольких микрометров. Применение керамических фильтров масла ограничивается возможностью вымывания потоком жид-

кости абразивных частиц материала фильтроэлемента.

Металлокерамические фильтры изготавливаются методами порошковой металлургии из металлических, металлокерамических и синтетических порошков. Применяются в качестве фильтров грубой и тонкой очистки. В зависимости от размера частиц порошка и технологии изготовления тоюкость фильтрации металлокерамических фильтров составляет 1 ... 100 мкм. Фильтры отличаются высокой механической прочностью, термостойкостью и упругостью. Они представляют собой цилиндры, конусы или набор пластинок. Фильтроэлементы грубой очистки можно регенерировать, пропуская поток жидкости в обратном направлении. Фильтроэлементы тонкой очистки восстановлению не подлежат в связи с трудностями, возникающими при удалении асфальто-смолистых веществ.

Фильтры из пористых синтетических материалов изготавливаются из материалов типа полиолефин, политетрафторэтилен, полистирол, поливинилхлорид и др. Тоюкость фильтрации составляет 1 ... 200 мкм. Фильтрующие элементы обычно имеют форму цилиндров разных размеров и толщины стенок. Применяются в качестве фильтров грубой и тонкой очистки.

Силовые очистители. В зависимости от природы силового поля силовые очистители делятся на гравитационные, центробежные, электростатические, ультразвуковые, химические.

Гравитационные очистители очищают масло от наиболее крупных частиц загрязнений. Очистка происходит под действием гравитационной силы. Обычно наполняются в комплексе с перегородчатыми фильтрами. В большинстве фильтров (особенно со сменными фильтрующими элементами) в корпусах предусмотрены свободные емкости для отстоя жидкости. Для более эффективного осаждения частиц загрязнений на входе в отстойник устанавливаются специальные устройства, которые соответствующим образом направляют поток жидкости.

В центробежных очистителях (центрифугах) твердые частицы загрязнений отделяются от жидкости под дей-

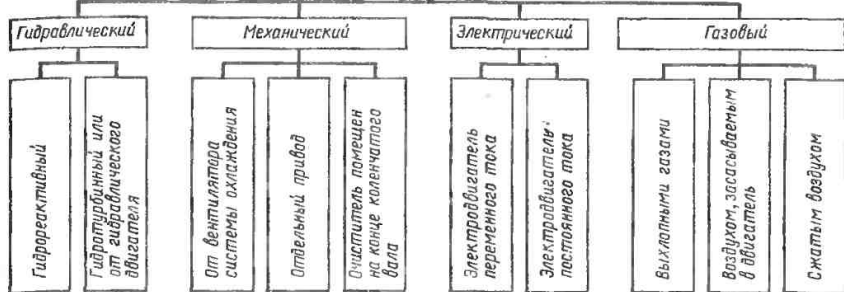


Рис. 3.17. Схема классификации приводов центробежных очистителей

ствием центробежных сил. В зависимости от частоты вращения центрифуги делятся на низкоскоростные (5000 ... 10 000 об/мин), высокоскоростные (10 000 ... 20 000 об/мин) и ультрацентрифуги (частота вращения более 20 000 об/мин). На рис. 3.17 показана классификация центрифуг в зависимости от типа привода.

Наибольшее распространение получили центрифуги с реактивным приводом, действующие по принципу сегнера колеса, где вращение ротора вызывается реактивными силами вытекающего из сопел масла. Эти центрифуги характеризуются высокой частотой вращения ротора, мало чувствительны к скорости вращения коленчатого вала двигателя, просты в изготовлении и обслуживании.

При применении механического привода достигаются более высокие скорости вращения центрифуг, но конструкция их сложнее. Широко распространены центрифуги, смонтированные на переднем конце коленчатого вала двигателя. Центрифуги с электрическим, пневматическим и газовым приводом находятся в стадии разработки и исследований. Центрифуги применяются в качестве полипроточных или параллельных очистителей тонкой очистки. Тонкость очистки для неорганических частиц достигает 1 мкм. В связи с этим при использовании центробежных очистителей наблюдается значительно меньшее изнашивание контактирующих деталей двигателя.

Достоинством центробежных очистителей является постоянная пропускная способность очистителя при увеличении количества задерживаемых загрязнений.

К недостаткам центробежных очистителей относятся: недостаточная эффективность отфильтровывания органических загрязнений (что вызывает интенсивное образование лаков и нагаров); отсутствие очистки при холодном масле; отфильтровывание активной части улучшающих присадок, которые под действием центробежных сил выделяются из масла; плохая работа при пониженном давлении масла; шум и вибрация во время работы; частая закупорка сопел ротора, что вызывает прекращение очистки.

Несмотря на наличие этих недостатков, простые и дешевые в обслуживании центробежные очистители применяются на практике. В процессе работы уменьшение эффективности очистки в центробежном очистителе происходит в результате увеличения толщины слоя загрязняющих примесей, откладывающихся на внутренней поверхности ротора, что вызывает уменьшение внутреннего радиуса ротора очистителя и увеличение скорости протекающей через него жидкости. Эффективность центробежного очистителя увеличивается при уменьшении скорости протекания масла через очиститель, увеличении радиуса и скорости вращения ротора.

Ценным достоинством центробежных очистителей является возможность от-

деления (кроме твердых частиц) воды, содержащейся в масле. Достижимая на практике точность очистки центробежных очистителей 5 ... 15 мкм, что почти в 2 раза хуже расчетной. Это вызвано несопадением реальных условий протекания масла с условиями, определенными критической величиной числа Рейнольдса, отсутствием в расчетах учета реальной формы ротора центрифуги и частиц загрязняющих примесей.

Магнитные очистители очищают жидкость главным образом от ферромагнитных частиц, используя для этого магнитные поля постоянных магнитов или электромагнитов. Магнитные очистители часто применяются совместно с сетчатыми фильтрами, что позволяет соответствующим образом сформировать траектории движения частиц загрязнений в жидкости и задерживать неферромагнитные частицы.

В электростатических очистителях твердые частицы загрязняющих примесей, наэлектризованные в результате трения о масло, притягиваются к противоположно заряженным электродам. В настоящий момент нет еще промышленных очистителей этого типа. Существует несколько запатентованных конструктивных решений.

В промышленной практике применяются также ультразвуковые и химические очистители.

3.4. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ИХ РАЗМЕЩЕНИЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ РАБОТЫ

По мере развития процесса конструирования машин для различных их типов были выработаны типовые схемы размещения подшипников. Поэтому современные конструкторы, как правило, применяют типовые схемы размещения подшипников, не задумываясь над тем фактом, что они представляют собой некоторый оптимальный компромисс между основными принципами размещения подшипников. Несмотря на то, что такой подход к конструированию, как правило, не приводит к ошибкам, целесообразно напомнить принципы, знание которых

может быть полезно при конструировании машин, не имеющих прототипов:

1) подшипники должны располагаться как можно ближе к линии действия радиальной силы, нагружающей вал;

2) нагружающие силы должны быть приложены на участке вала между подшипниками;

3) осевую нагрузку должен воспринимать только один подшипниковый узел, обычно тот, который нагружен меньшей радиальной силой;

4) подшипники следует изолировать от интенсивных источников теплоты;

5) подшипники должны быть изолированы от рабочего тела машины, если возможно их негативное взаимное влияние;

6) для смазывания подшипников должен применяться тот же смазочный материал, что и для смазывания других узлов трения машины;

7) расположение подшипников в машине должно облегчать их монтаж, смазывание, диагностику и ремонт.

Применение первого из перечисленных принципов позволяет достичь высокой жесткости вала, малых углов его прогиба в области подшипников и сохранения высокой частоты собственных колебаний вала. Применение же второго принципа обуславливает наименьшие величины сил, действующих на подшипники. Третий принцип — это следствие явления теплого линейного расширения и технологических ограничений, которые не позволяют сохранить постоянным расстоянием между опорными поверхностями на вале и в корпусе, что делает невозможным восприятие осевой нагрузки более чем одним подшипниковым узлом. Четвертый и пятый принципы позволяют предохранить подшипники от вредного воздействия на их работу деталей машины и содержащегося в ней рабочего тела. Шестой и седьмой принципы призваны облегчить эксплуатацию машины.

В сложных машинах очень редко удается удовлетворить всем перечисленным выше принципам, и конструкция подшипникового узла, удовлетворяющая основным принципам конструирования, должна представлять собой

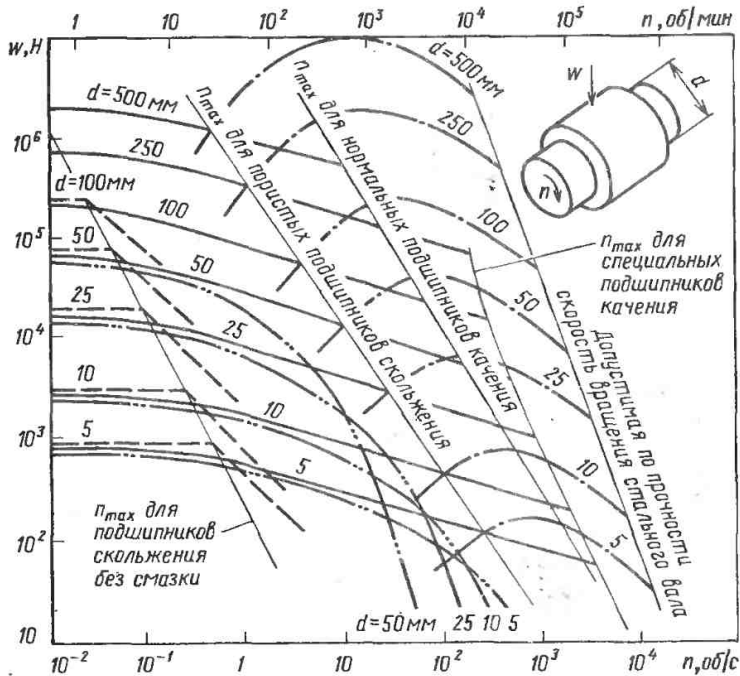


Рис. 3.18. Области применения различных типов радиальных подшипников:

— подшипники скольжения без смазки; - - - - - пористые подшипники скольжения; — · — · — подшипники качения; ····· гидродинамические подшипники скольжения

оптимальный компромисс между остальными принципами.

Выбор схемы размещения подшипников зависит и от типа применяемых подшипников, который, в свою очередь, определяется главным образом условиями работы машины. С этой точки зрения основной характеристикой подшипников является возможность их разбега в осевой плоскости. Такой возможностью, как правило, обладают подшипники скольжения и большие тихоходные подшипники.

На рис. 3.18 показаны области применения радиальных подшипников различных типов, а на рис. 3.19 — упорных подшипников по частоте вращения n , нагрузке W и диаметру вала d .

Графики составлены для подшипников скольжения без смазки (работающих в условиях сухого трения), пористых подшипников скольжения и

подшипников качения, работавших в течение 10 000 ч. Продолжительность работы может быть увеличена при снижении нагрузки, что соответствует полям на рисунке 3.18 под соответствующими кривыми. Графики для подшипников скольжения, работающих в условиях гидродинамического трения при применении минерального масла средней вязкости, построены для подшипников, длина которых равна их диаметру. Рекомендации по применению подшипников разных типов в различных условиях представлены в табл. 3.6, данные которой могут служить в качестве дополнительного критерия при выборе типа подшипника.

Подшипники скольжения характеризуются небольшими радиальными размерами по отношению к диаметру вала, значительно большими продол-

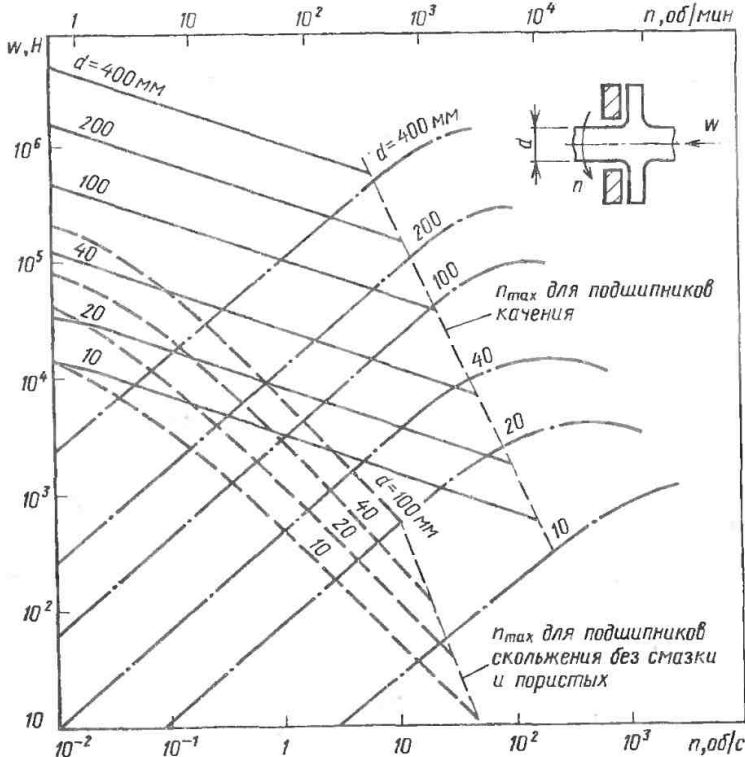


Рис. 3.19. Области применения различных типов упорных подшипников:
 - - - - - подшипники скольжения без смазки; — — — — — подшипники качения; — — — — — гидродинамические подшипники скольжения

ными размерами. Стоимость их приблизительно пропорциональна диаметру. По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют большие радиальные размеры и небольшую ширину. Стоимость подшипников качения малых и средних размеров сравнима со стоимостью гидродинамических подшипников скольжения, а стоимость подшипников качения больших размеров значительно превышает стоимость соответствующих гидродинамических подшипников скольжения.

Подшипники скольжения делятся на гидродинамические, гидростатические, пористые и на подшипники скольжения из полимерных или самосмаз-

ывающихся материалов, работающих без смазки. Последние две группы подшипников предназначены для повторно-кратковременных режимов работы или для работы при малых частотах вращения, что обусловлено плохим отводом теплоты и относительно большим значением коэффициента трения (подробно такие подшипники описаны в гл. 1 и 2 т. 3 справочника).

Возвращаясь к анализу графиков, представленных на рис. 3.18 и рис. 3.19, можно заметить, что подшипники качения могут быть использованы во всех областях применения подшипников скольжения, работающих без смазки, и пористых подшипников. Поэтому если существует возможность приме-

3.6. Пригодность подшипников разных типов для работы в различных условиях

Условия работы	Подшипники скольжения				Подшипники качения
	без смазки при сухом трении	пористые, насыщенные маслом	гидродинамические	гидро- или аэродинамические	
При вращении: непрерывном	Только при малых частотах вращения		Очень хорошая		Хорошая
повторно-кратковременном	Очень хорошая		Средняя	Очень хорошая	
При температуре: высокой	До температуры термической стойкости материала	Плохая при температуре выше температуры окисления масла	Хорошая до максимальной рабочей температуры масла	Хорошая до максимальной рабочей температуры масла; очень хорошая для газовых подшипников	При температуре выше 150 °С необходимо применять специальные подшипники
низкой	Хорошая	Удовлетворительная, возможен большой пусковой момент		Хорошая	
В вакууме	Отличная	Возможна при специальной смазке		Невозможна	Удовлетворительная при специальной смазке
В среде: влажной	Хорошая при некорродирующем вале		Хорошая		Хорошая при уплотнении и соответствующей смазке
загрязненной	Хорошая при уплотнении		Хорошая при уплотнении и фильтрации масла		Хорошая при уплотнении и применении пластичной смазки
При вибрации	Хорошая			Отличная	Удовлетворительная; хорошая для специальных типов подшипников

Условия работы	Подшипники скольжения				Подшипники качения
	без смазки при сухом трении	пористые, насыщенные маслом	гидродинамические	гидро- или аэродинамические	
Частота вращения: малая	Очень хорошая		Невозможна	Отличная	Очень хорошая
большая	Только при повторно-кратковременном вращении		Очень хорошая		
Малый момент трения: при непрерывном вращении при пуске	Плохая	Средняя	Хорошая	Отличная	Очень хорошая
	Средняя	Хорошая	Средняя		
Точность сохранения радиального положения	Плохая	Хорошая	Удовлетворительная	Отличная	Очень хорошая
Бесшумность	Удовлетворительная	Хорошая пока есть смазка	Отличная		Удовлетворительная
Возможность воспринимать нагрузку иного направления, чем конструктивное направление подшипника	Умеренная		Невозможно, необходим дополнительный подшипник		Очень хорошая для большинства типов подшипников
Простота смазывания и наблюдения	Отличная		Обычно требуется циркуляционная система смазки	Требуется специальная система смазки	Отлично при применении пластичной смазки

нить в определенных условиях как подшипник скольжения, так и подшипник качения, то выбор оптимальных подшипников связан со стоимостью и размерами подшипника.

При непрерывной работе подшипников в основном в инженерной практике диапазоне условий $10^4 < nW < 10^7$ Н·об/с могут быть использованы как подшипники качения, так и гидродинамические подшипники скольжения. Учитывая относительно небольшую стоимость серийных подшипников качения и лучше их характеристики при изменяющихся условиях работы, их применяют в указанном диапазоне условий работы. Подшипники скольжения в этих условиях работы применяются только тогда, когда невозможно применить подшипники качения (из-за их неразъемности, радиального габарита или по другим причинам, указанным в табл. 3.6).

Вследствие высокой стоимости подшипников качения больших размеров для непрерывной работы при скоростях вращения, позволяющих создавать при смазке гидродинамическую пленку, используются подшипники скольжения.

По своим динамическим характеристикам гидростатические подшипники могут применяться во всем рабочем диапазоне, но они слишком дороги и используются при любых скоростях вращения, когда необходимо иметь очень малый момент сопротивления от сил трения.

Для иллюстрации перечисленных выше принципов конструирования подшипниковых узлов рассмотрим случаи их применения в конкретных конструкциях.

На рис. 3.20 показано размещение подшипников на валу ступеней высокого и среднего давления паровой турбины. Рабочее тело, — высокотемпературный водяной пар является, с одной стороны, агрессивным фактором для подшипника, а с другой — интенсивным источником тепла. В связи с требуемой высокой долговечностью в этих рабочих условиях более выгодно использовать подшипники скольжения, что благодаря возможности изготовления их разъемными

обеспечивает монтаж и позволяет расположить задний подшипник на части вала диаметром меньше диаметра фланца соединительной муфты на его конце, соединяющей вал ступени высокого давления с валом ступени низкого давления турбины. Упорный подшипник, как более сложный, помещен перед турбиной, что облегчает доступ к нему. Расстояние между подшипниками получено в результате компромиссного решения между принципом расположения подшипников как можно ближе к линии действия радиальной силы, которой является сила тяжести ротора, и принципом удаления подшипников от источника теплоты, которым является корпус машины. Потому при конструировании ищется компромисс между частотой собственных колебаний вала и температурой подшипников.

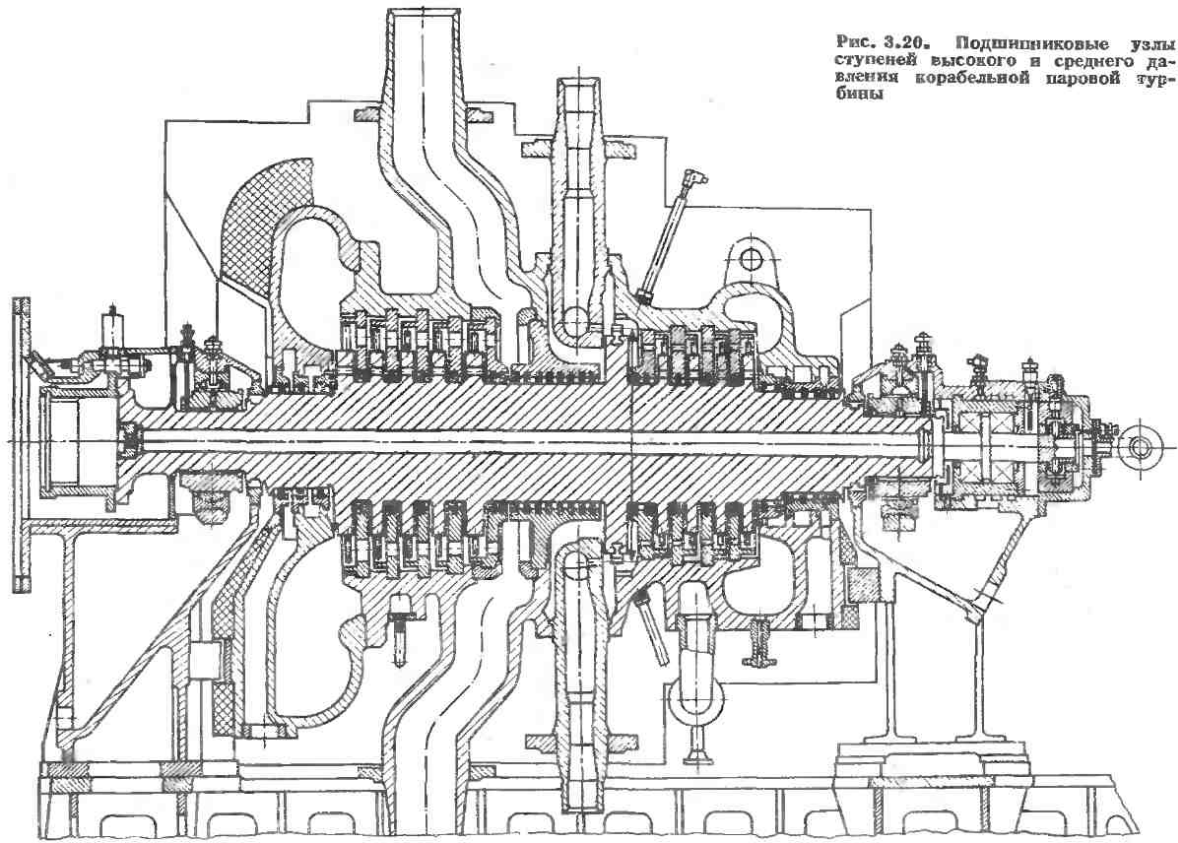
Другим классическим примером применения подшипников скольжения являются подшипниковые узлы кривошипного механизма двигателя внутреннего сгорания (рис. 3.21). Для установки на коленчатом валу необходимы разъемные подшипники скольжения. (Только в малых двигателях с разбирающимися валами применяются подшипники качения).

В приведенном примере учтены два основных принципа конструирования подшипниковых узлов: подшипники размещены как можно ближе к действующим силам, что необходимо из-за большой гибкости коленчатого вала, и смазываются тем же смазочным материалом, что и остальные узлы трения в двигателе.

Из графиков применяемости подшипников скольжения, работающих без смазки, и пористых подшипников скольжения (см. рис. 3.18 и 3.19), а также табл. 3.6 следует, что они главным образом предназначены для применения в подшипниковых узлах с валами, периодически вращающимися на малых частотах вращения вспомогательных приводов и т. п. Существенные достоинства этих типов подшипников скольжения — малая стоимость и работа практически без обслуживания.

Подшипники качения ввиду разнообразия требований, предъявляемых

Рис. 3.20. Подшипниковые узлы ступеней высокого и среднего давления корабельной паровой турбины



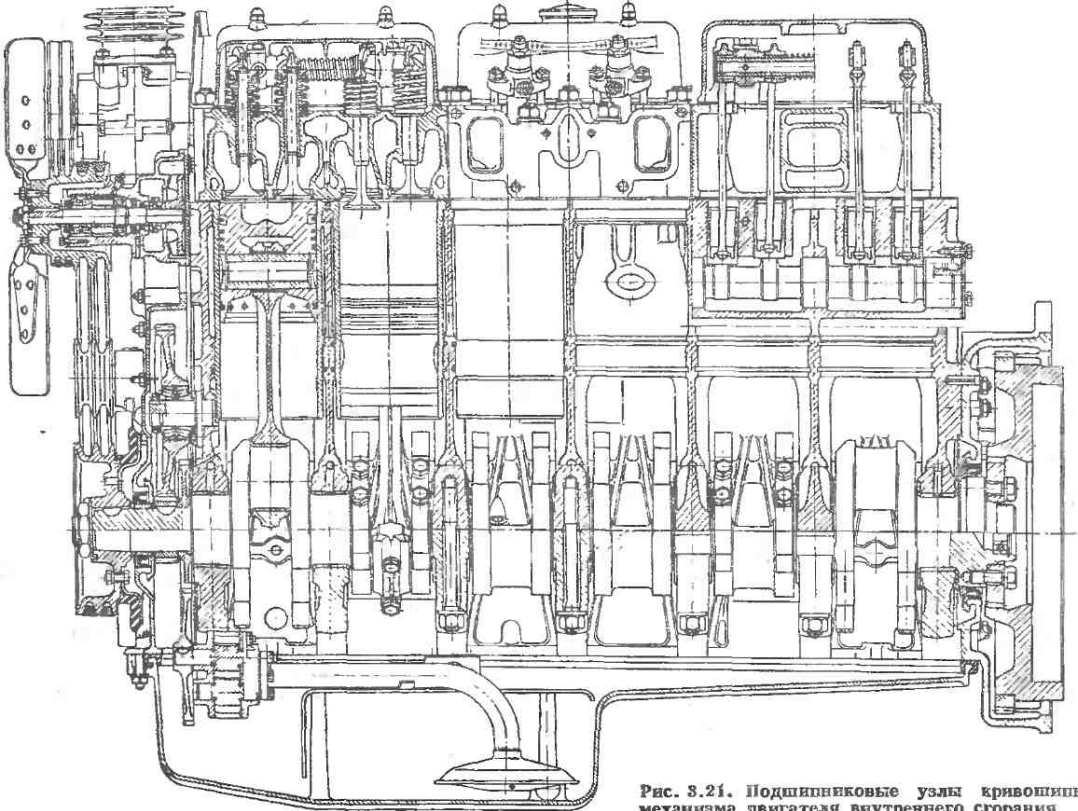


Рис. 3.21. Подшипниковые узлы кривошипного механизма двигателя внутреннего сгорания

к подшипниковым узлам, выпускаются в очень широком ассортименте. Большинство подшипников качения может воспринимать нагрузку как в радиальном, так и в осевом направлении, но большее нагружение должно происходить в направлении, предусмотренном конструкцией подшипников. Выпускаются радиальные и упорные самоустанавливающиеся подшипники качения, предназначенные для установки валов в корпусах с несоосностью посадочных мест (подробно подшипники качения рассмотрены ниже в гл. 5).

Подшипниковые узлы с применением подшипников качения существенно различаются по числу, типам и размерам применяемых в них подшипников. Однако в большинстве случаев в них заложены одинаковые конструктивные идеи. В табл. 3.7 представлены основные схемы подшипниковых узлов, применяемые в конструкциях машин, а также дана оценка их наиболее важных характеристик, к которым относятся: тип осевой фиксации вала; самоустанавливаемость, жесткость и другие свойства подшипниковых узлов; отношение величины воспринимаемой нагрузки к размерам подшипников; отношение нагрузок, воспринимаемых в осевом и радиальном направлении; предельная частота вращения.

На схемах *a*, *в*, *г* показаны узлы, подшипники которых в корпусе или на валу установлены подвижно с определенным осевым зазором. Под действием осевой нагрузки вал вместе с подшипниками (или относительно подшипников) перемещается до упора. Подшипник, который уперся в корпус (или в который уперся вал), воспринимает осевую нагрузку. Этот способ осевой фиксации вала наиболее прост технологически и дешев. Однако его применяют только тогда, когда не требуется строго определенное осевое положение вала, направление действия осевой нагрузки не изменяется во время работы и возможна подвижная посадка наружных или внутренних колец подшипников. Такое конструктивное решение применено при размещении подшипников на валу зубчатой передачи, показанной на рис. 3.22.

В тех случаях, когда необходима точная установка колец подшипников, а осевая нагрузка незначительна или действует периодически, можно применить установку вала в роликовых подшипниках, которые позволяют валу перемещаться в пределах дорожек качения подшипников. Именно таким образом установлен тихоходный выходной вал передачи, показанной на рис. 3.22.

Схемы самоустанавливающихся узлов *в* и *г* с точки зрения радиального нагружения приблизительно соответствуют схемам *a* и *б* для обычных подшипников.

Схемы от *д* до *з* применяются для конструирования подшипниковых узлов на коротких валах, тепловое расширение и прогибы которых не влияют на работу подшипников. Схемы применяются в том случае, если подшипниковые узлы должны воспринимать высокие осевые нагрузки в одном или обоих направлениях и обеспечивать установку вала в строго определенном положении. С помощью предварительного натяга при установке подшипников в этих узлах достигается увеличение осевой и радиальной жесткости. Конструктивным примером такого решения является размещение подшипников на приводном валу конической ступени зубчатой передачи, представленной на рис. 3.22. Из-за конструктивных особенностей конической зубчатой передачи в данном узле невозможно выполнение одного из принципов конструирования подшипниковых узлов, а именно размещение подшипников по обеим сторонам от действующей силы, и поэтому ближайший к зубчатому колесу подшипник нагружен силой большей, чем сила, действующая в зацеплении. Для уменьшения этой силы подшипник следует размещать как можно ближе к зубчатому колесу. Но в данном узле выполнены другие принципы, как, например, восприятие осевой нагрузки подшипниками, нагруженными меньшей радиальной силой. Осевую нагрузку воспринимают два конических роликовых подшипника.

При монтаже конической передачи необходимо обеспечить совпадение делительных конусов зубчатых колес.

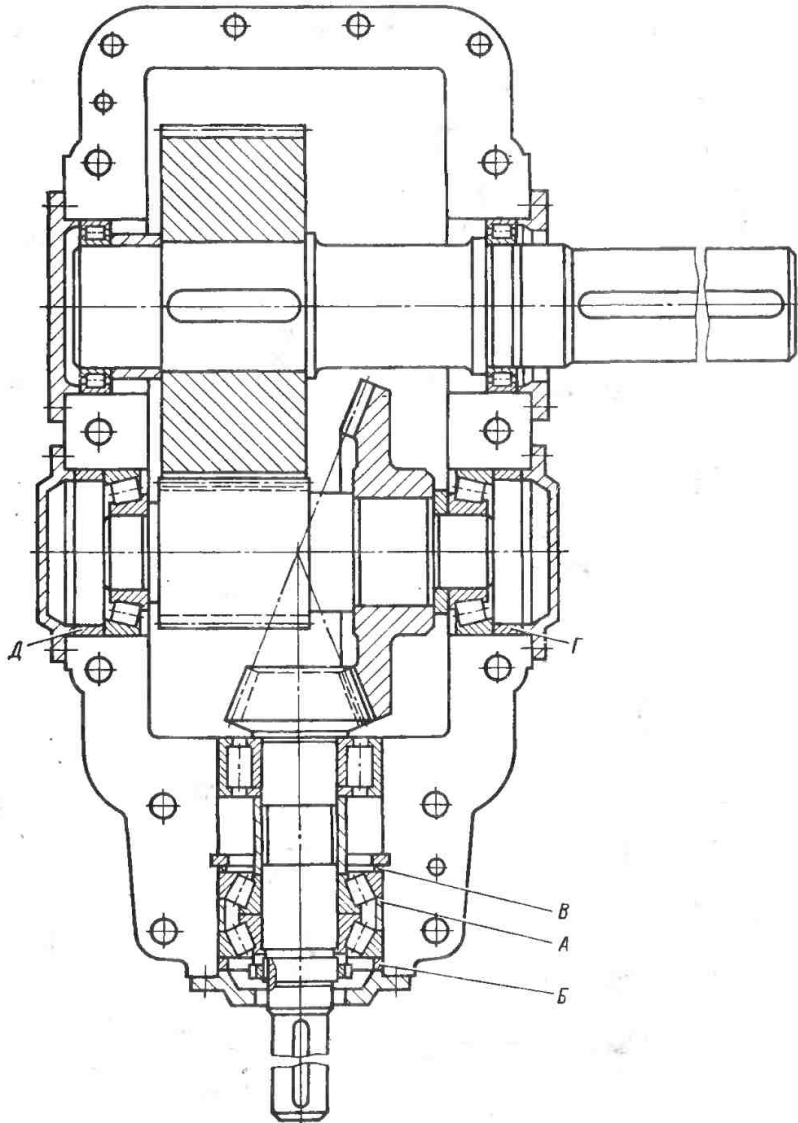


Рис. 3.22. Размещение подшипников качения в зубчатой передаче

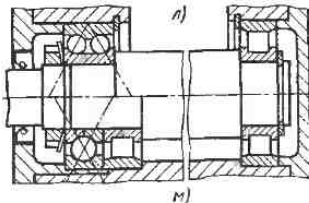
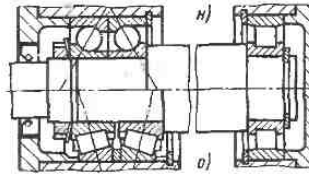
Для этого используются отшлифованные до определенного размера установочные кольца *Б*, *В*, *Г* и *Д* (см. рис. 3.22). Кольцо *А* при определенной ширине создает соответствующий пред-

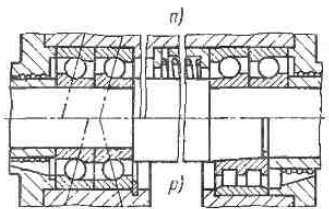
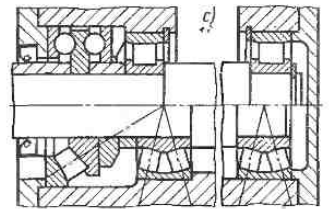
варительный осевой натяг подшипников, обеспечивающий высокую жесткость подшипникового узла в осевом направлении. Выходной вал установлен на роликовых подшипниках без

3.7. Характеристика схем установки подшипников качения

При- мер	Тип осевой фиксаци и вала	Характеристика подшипникового узла	Динамиче- ская грузо- подъемность по отноше- нию к раз- мерам подшипника	Отноше- ние осе- вой F_a нагрузки и радиа- льной F_r	Предель- ная скорость вращения $n_{пред}$	Схема подшипникового узла	
						опора 1	опора 2
а	Оба под- шипника свободны	С осевым зазором, переме- щение подшипников на внешней поверхности на- ружного кольца	Средняя	Среднее	Очень боль- шая		
б		С осевым зазором, переме- щение вала на дорожках качения подшипников	Большая				
в		Самоустанавливающийся с осевым зазором, переме- щение на внешней поверх- ности наружного кольца	Небольшая				
г	Очень большая						

д	Оба подшипника зафиксированы	Схема О без зазора или с предварительным натягом	Средняя	Большое	Большая	
е			Большая	Средняя	Небольшая	
ж		Схема Х без зазора с предварительным натягом	Средняя	Большое	Большая	
в			Большая	Среднее	Небольшая	
и	Один подшипник зафиксирован, второй — свободен	Осевая фиксация в одной опоре, перемещение по дорожке качения подшипника второй опоры	Средняя	Среднее	Очень большая	
к		Фиксация в одной опоре, перемещение во второй опоре по внутренней поверхности наружного кольца подшипника	Большая	Небольшое	Очень большая	

При- мер	Тип осевой фиксаци вала	Характеристика подшипникового узла	Динамиче- ская грузо- подъемность по отноше- нию к раз- мерам подшипника	Отноше- ние осе- вой F_a нагрузки к ради- альной F_r	Предель- ная скорость вращения $n_{пред}$	Схема подшипникового узла	
						опора 1	опора 2
л		Осевая фиксация в одной опоре, перемещение по дорожке качения подшипника во второй опоре	Большая		Средняя		
м		Осевая фиксация в радиально-упорном четырехточечном подшипнике, перемещение по дорожкам качения роликовых подшипников					
н		Осевая фиксация с регулируемым люфтом или предварительным натягом подшипников, установленных по схеме О или по схеме Х в одной опоре, перемещение по дорожке качения подшипников во второй опоре	Средняя		Среднее	Небольшая	
о	Большая						

n	В двух опорах	Осевая фиксация с предварительным натягом в обеих опорах, очень высокая точность вращения	Небольшая			
p	Один подшипник зафиксирован, второй свободен	Осевая фиксация с предварительным натягом в одной опоре, перемещение по дорожкам качения во второй опоре. Очень высокая точность вращения	Средняя	Среднее	Очень большая	
с		Осевая фиксация в одной опоре, перемещение по дорожке качения во второй опоре	Большая	Большое		
т		Фиксация с самоустановкой и восприятием осевой нагрузки в одном направлении в первой опоре, во второй опоре — один из радиальных подшипников для восприятия небольших осевых нагрузок противоположного направления	Очень большая	Очень большое	Небольшая	

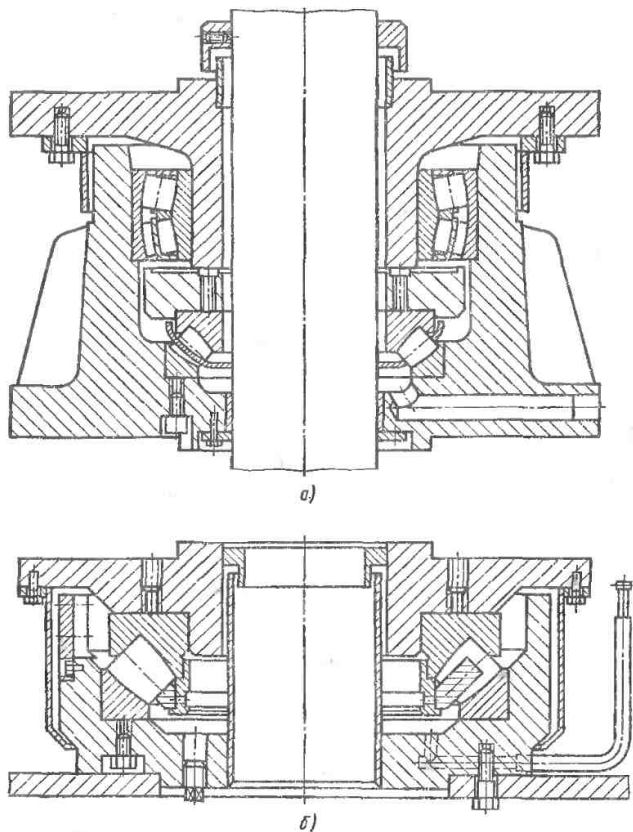


Рис. 8.23. Подшипниковые узлы тяжело нагруженных вертикальных валов грузоподъемного механизма

сепараторов с полным набором роликов, что позволяет использовать подшипники с небольшим наружным диаметром.

Схемы от *и* до *т*, за исключением схемы *п*, характеризуют закрепление вала в одной опоре и возможность осевого перемещения подшипника второй опоры. Они применяются в тех случаях, когда вследствие теплового расширения вала изменяется расстояние между подшипниками и требуется точная установка вала в осевом направлении. В случае *и* тепловое расширение вала компенсируется на внешнем кольце, а в случае *к* — на дорожке качения подшипника. Схема *л* пред-

назначена для восприятия больших осевых нагрузок.

Схемы *м*, *с*, *т* предназначены для восприятия больших или очень больших осевых нагрузок. В случае *т* сфероконический упорный подшипник воспринимает очень большие осевые нагрузки в одном направлении, а небольшие осевые нагрузки противоположного направления воспринимает один из радиальных роликовых самоустанавливающихся подшипников с бочкообразными роликами. В случае *большого осевого нагружения* в одной опоре обычно устанавливают два подшипника, один из которых воспринимает осевые нагрузки, а второй —

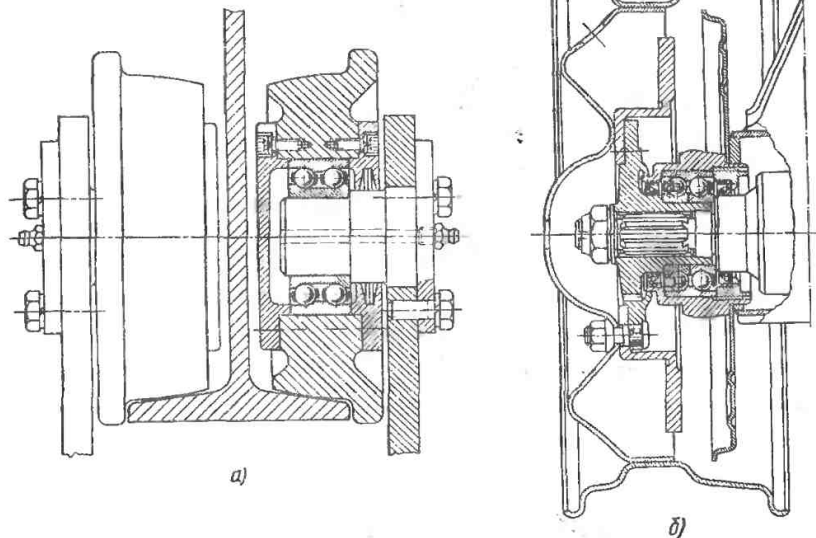


Рис. 3.24. Установка опорных колес на одном двухрядном радиально-упорном шарико-подшипнике

радиальные. Подшипниковый узел, изображенный на схеме *т*, является самоустанавливающимся.

Схемы от *я* до *р* с точки зрения закрепления вала и жесткости эквивалентны схемам от *д* до *з*.

Схемы *п* и *р* используются при конструировании подшипниковых узлов металлорежущих станков, так как в них достигаются большие жесткость и частота вращения. В этих подшипниковых узлах применяются радиально упорные подшипники с небольшим углом контакта, так как они могут обеспечить высокую предельную частоту вращения. В схеме *п* увеличена жесткость и несущая способность подшипникового узла путем применения двух пар радиально-упорных подшипников и с помощью предварительного натяга пружинной исключено изменение жесткости подшипникового узла при изнашивании подшипников.

Представленные в табл. 3.7 схемы подшипниковых узлов, способных воспринимать значительные осевые нагрузки, применяются и для конструи-

рования подшипниковых узлов на вертикальных валах. В качестве примера на рис. 3.23, *а* изображен подшипниковый узел опоры грузоподъемного механизма, выполненный по схеме *т*. Учитывая, что большие постоянные осевые силы действуют в одном направлении, можно исключить подшипник, воспринимающий радиальную нагрузку, которую в этом случае будет воспринимать упорный подшипник. В качестве примера такого конструктивного решения может служить опора грузоподъемного механизма, изображенная на рис. 3.23, *б*.

В конкретных механизмах применения, например в прокатных станах или в металлорежущих станках, представленные схемы подшипниковых узлов дорабатываются, но основные конструктивные идеи остаются неизменными.

В исключительных случаях применяются конструкции с установкой вала или корпуса с одним подшипником. Такая установка возможна при использовании подшипников, способных

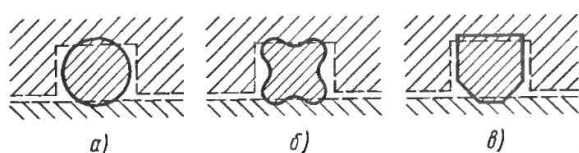


Рис. 3.25. Сечения уплотнительных колец типа О

воспринимать момент сил в осевой плоскости (рис. 3.24). К таким подшипникам относятся двухрядные радиально-упорные подшипники. В качестве примера такого их применения на рис. 3.24 изображены подшипниковые узлы опорных колес каретки лебедки (а) и автомобильного колеса (б).

3.5. УПЛОТНЕНИЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ

При создании уплотнений требуется решать проблемы, связанные с отделением внутреннего пространства машины или устройства от окружающей среды для предохранения их от взаимного вредного влияния или для разделения объемов, находящихся под разным давлением [3.22—3.25].

Уплотнения делятся на неподвижные и подвижные, а последние — на уплотнения, работающие при перепаде давлений, и уплотнения, работающие без перепада давлений.

В этом разделе рассмотрены уплотнения, работающие без перепада давлений, предназначенные для предотвращения утечки смазывающего материала и проникновения в узел трения загрязнений или других вредных факторов окружающей среды. Уплотнения этого типа можно разделить на контактные и бесконтактные (см. также гл. 4 т. 1 и гл. 2 т. 3 справочника)

3.5.1. Контактные уплотнения

Действие контактных уплотнений основано на их непосредственном контакте с уплотняемыми поверхностями. К этому классу уплотнений относятся: резиновые кольца типа О; фетровые кольца; манжеты; жесткие кольца.

В первых трех типах уплотнений плотность их прилегания к уплотняемой поверхности создается за счет упругости материала уплотнения, а жесткие кольца обычно требуют дополнительного прижима.

Большинство колец контактных уплотнений стандартизовано, и требуется лишь подобрать кольца для данных условий работы, подготовить контактирующие с ними поверхности и посадочные места колец.

Кольца типа О, сечения которых представлены на рис. 3.25, изготавливаются из резины и предназначены для неподвижных уплотнений. Они могут быть использованы также в подвижных уплотнениях при медленном вращении или возвратно-поступательном движении. Кольца круглого сечения при возвратно-поступательном движении перекачиваются, поэтому в таких условиях применяют кольца, имеющие сечения, представленные на рис. 3.25, б и в.

Фетровые кольца могут быть цельковыми или изготовленными из полосок фетра, обрезанных на концах

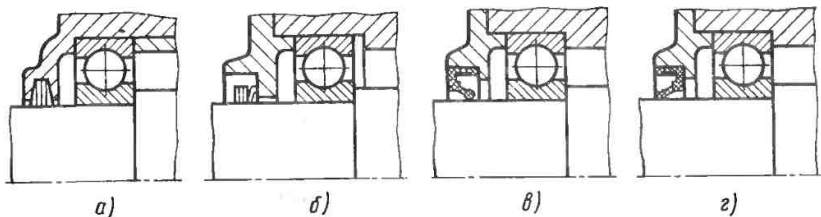


Рис. 3.26. Установка контактных уплотнений:

а — фетровое кольцо; б — манжета типа V; в, г — способы установки манжет

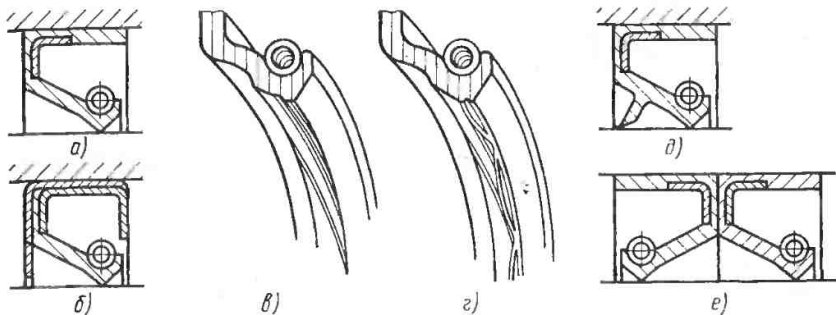


Рис. 3.27. Уплотнительные манжеты

под углом $15 \dots 20^\circ$ и сшитых. Трапецеидальную форму сечения (рис. 3.26, а) придает им профиль канавки, в которую они устанавливаются. Благодаря этому, а также благодаря упругости фетра фетровые кольца прижимаются к уплотняемой поверхности вала. Перед установкой в канавку кольцо должно быть пропитано смесью горячего масла большой вязкости с добавлением $1/3$ части говяжьего жира. Основное достоинство фетровых колец — их малая стоимость, но применение их сокращается из-за большой доступности резиновых манжет.

Наибольшее распространение для уплотнения вращающихся валов получили манжеты. Основная форма сечений манжеты показана на рис. 3.27, а. Манжета состоит из стального каркасного кольца, придающего ей необходимую радиальную жесткость и позволяющего плотно устанавливать манжету в корпус, и уплотняющего воротника, прижимаемого к валу кольцевой пружиной. В конструкции, предохраняющей манжету от механических повреждений, манжета помещена в cassette из листовой стали (рис. 3.27, б).

У манжет нормального исполнения гребешок гладкий, прилегающий острым краем к валу. Изготавливаются также манжеты с гребешком, имеющим винтовые канавки (рис. 3.27, в) или добавочный волнистый гребешок (рис. 3.27, г). Первые предназначены для работы при вибрациях или больших радиальных биениях уплотняемой поверхности, делающим невоз-

можным применение манжет в обычном исполнении, вторые используются для создания гидростатического давления, ограничивающего перетекание уплотняемой среды в осевом направлении.

В случае высокого загрязнения рабочей среды применяются манжеты с добавочным гребешком или уплотнением (рис. 3.27, д). Однако увеличение долговечности и эффективности такой манжеты, как правило, не компенсирует увеличения ее стоимости. В таких условиях выгоднее применять две манжеты, воротники которых направлены в разные стороны (рис. 3.27, е). Уплотняющая способность манжет больше с той стороны, с которой действие давления прижимает воротник к валу. Поэтому манжета, предотвращающая вытекание масла из корпуса, должна быть установлена воротником внутрь корпуса (рис. 3.26, в), а если она в большей степени должна предохранять от попадания загрязнений внутрь корпуса, то манжета должна быть установлена воротником наружу (см. рис. 3.26, г).

Другим типом уплотнений являются уплотняющие резиновые манжеты типа V (см. рис. 3.26, б). Такие манжеты устанавливают на вал и уплотняют эластичным воротником, прилегающим к торцовой поверхности корпуса. Эффективность уплотнения является следствием дополнительного действия воротника манжеты как отражателя. Поэтому, если манжета уплотняет смазываемый маслом подшипник, она устанавливается внутри корпуса, а если

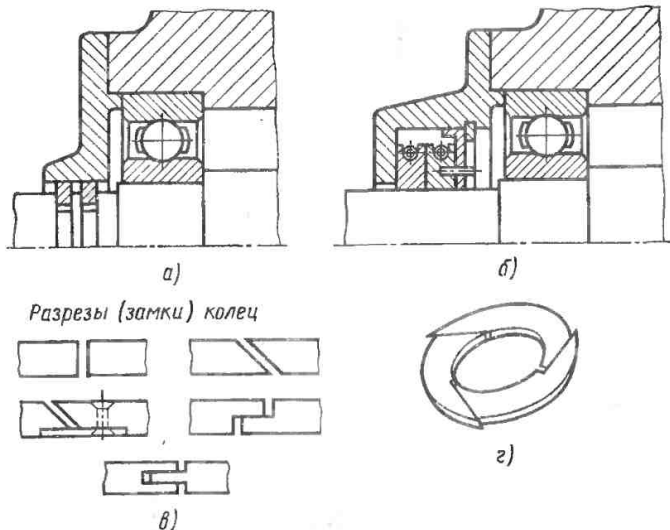


Рис. 3.28. Уплотнения жесткими кольцами:

а — разжимные кольца; **б** — сегментные кольца; **в** — разрезы (замки) колец; **г** — общий вид кольца

подшипник смазывается пластичной смазкой и манжета должна предохранять ее от загрязнения, то манжета устанавливается снаружи корпуса.

Уплотнения с жесткими кольцами из чугуна, угля, бакелита или других материалов применяются исключительно в случае высоко загрязненной и влажной среды, при необходимости очень хорошего уплотнения. Их достоинство — большая долговечность, достигаемая благодаря компенсации износа разжиманием или перемещением сегментов кольца. Кольца обычно состоят из сегментов, сжимаемых кольцевой пружиной. Применяются, по крайней мере, два кольца, одно из которых должно быть закреплено и не должно вращаться (рис. 3.28, а).

Детали жестких уплотнений могут быть сделаны из материалов, применяемых для изготовления подшипников скольжения, и в зависимости от условий работы они могут выбираться согласно рекомендациям, помещенным в гл. 4 т. 2 и в гл. 2 т. 3 справочника.

Фетровые и жесткие кольца применяются главным образом для уплотнения подшипников качения, смазываемых пластичной смазкой.

Все перечисленные уплотняющие элементы сохраняют высокую долговечность благодаря микроэластогидродинамической пленке, возникающей между шероховатостями уплотняемой поверхности и уплотняющего элемента.

Кроме перечисленных характеристик отдельных типов контактных уплотнений, основными критериями их выбора являются: окружная скорость или частота вращения вала; рабочая температура; уплотняющая способность в условиях применения; размеры уплотнения.

Основные характеристики по выбору допустимой окружной скорости вращения вала в функции уплотняемого давления представлены на рис. 3.29, а, а на рис. 3.29, б показаны размеры (наружный диаметр и ширина) контактных уплотнений в функции диаметра вала. В табл. 3.8 приведены допустимые температуры применения уплотнений в зависимости от материала, из которого они изготовлены. Важно учитывать минимальную рабочую температуру, ограниченную утратой упругости материала уплотнения.

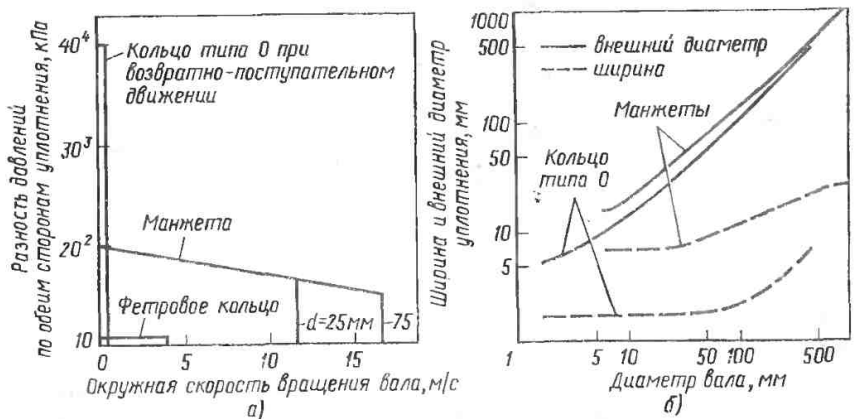


Рис. 8. 29. Основные характеристики по выбору конструкции контактных уплотнений и режима их работы:

а — допустимая окружная скорость вращения вала и рекомендуемая разность давлений по обеим сторонам контактных уплотнений; *б* — внешние размеры контактных уплотнений

Для правильной работы контактного уплотнения необходима соответствующая подготовка вала. Высокая гладкость поверхности ($Ra = 0,04 \dots 0,16$ мкм) не благоприятствует удержанию смазывающего вещества в неровностях и затрудняет создание микроэластогидродинамической пленки, а большая шероховатость поверхности ($Ra > 1,25$ мкм) вызывает увеличение износа и коэффициента трения. В связи с этим существует некоторая оптимальная шероховатость, находящаяся в диапазоне $Ra = 0,16 \dots 0,63$ мкм. Другим важным для долговечности и

эффективности уплотнения фактором является радиальное биение уплотняемой поверхности. Для податливых манжетных уплотнений оно не должно превышать 25 мкм. В то же время несоосность установки манжеты относительно вала не должна превышать 0,25 мм.

Долговечность контактных уплотнений в основном зависит от загрязненности рабочей среды, и ее трудно предвидеть заранее. При работе машин в помещениях со средним загрязнением атмосферы долговечность контактных уплотнений сравнима или

3.8. Температура, °С, применения эластичных колец в уплотнениях в зависимости от материала, из которого они изготовлены

Материал кольца	Манжетты	Кольца типа O
Каучук:		
натуральный	-50 ... +80	-50 ... +80
бутадиен-нитрильный	-40 ... +100	-40 ... +130
акриловый	-20 ... +130	Не изготавливаются
фторополимерный	-25 ... +200	-40 ... +200
полисилоксановый	-70 ... +200	Не изготавливаются
Фторопласт	Не изготавливаются	-100 ... +280

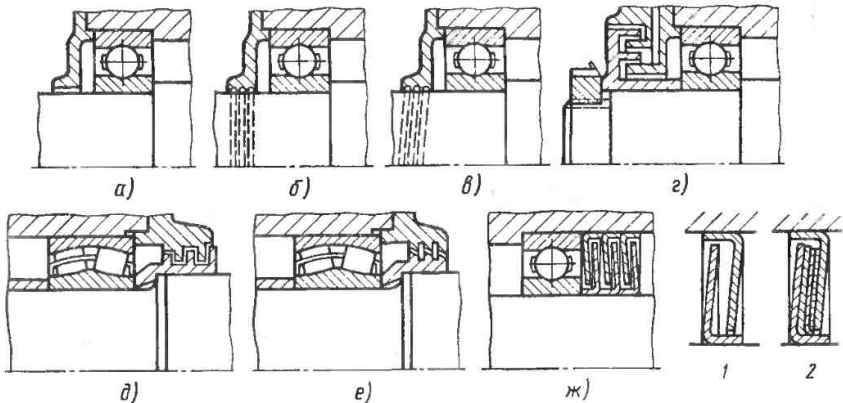


Рис. 3.30. Различные конструкции бесконтактных уплотнений

превышает долговечность уплотняемых подшипников при условии, что в место контакта уплотнения и уплотняемой поверхности подается смазочный материал, создающий условия жидкостного трения. Тем не менее при каждом ремонте подшипников, учитывая небольшую стоимость уплотнений, их необходимо заменять. В условиях высокой загрязненности среды, например для сельскохозяйственных и горных машин, долговечность уплотнений вследствие абразивного износа уменьшается, и их состояние должно быть основным предметом осмотров.

Коэффициент трения пары резина—металл при смазывании $\mu \cong 0,1 \dots 0,2$, а без смазывания $\mu \cong 0,7 \dots 1,0$. Однако момент трения в контактных уплотнениях, учитывая небольшое, как правило, контактное давление, невелик. Износ в несмазываемых уплотнениях может быть достаточно большим.

3.5.2. Бесконтактные уплотнения

В бесконтактных уплотнениях возникает незначительный момент трения, вызываемый вязкостью воздуха или смазочного материала, находящегося в их щелях. В связи с этим достаточно сложные конструкции бесконтактных уплотнений применяются в тех слу-

чаях, когда момент трения контактных уплотнений слишком велик. Более простые конструкции бесконтактных уплотнений могут быть использованы при небольшом загрязнении рабочей среды машины. Основные типы бесконтактных уплотнений, работающих при отсутствии перепада давления, представлены на рис. 3.30. Большинство этих уплотнений не стандартизованы, и размеры их должен выбирать конструктор подшипникового узла. Простое щелевое уплотнение (рис. 3.30, а) достаточно для машин, работающих в сухих помещениях с чистой атмосферой. Высота щели должна быть больше 0,15 мм, и подобрать ее можно по рекомендации для других подобных уплотнений (табл. 3.9). Эффективность этого уплотнения, особенно при применении пластичной смазки, увеличивается, если на поверхности корпуса проточить несколько канавок (рис. 3.30, б). Размеры канавок приведены в табл. 3.9. Можно выполнить винтовые спиральные канавки (рис. 3.30, в), но такое уплотнение эффективно только при одном направлении вращения вала. Более сложные варианты щелевых уплотнений, которые одновременно обладают свойствами лабиринта и отражателя, показаны на рис. 3.30, г, д, е. Выбор соответствующего их типа уплотнений зависит от имеющегося конструктивного

3.9. Размеры щелей бесконтактных уплотнений, мм

d	r	e			
10 ... 45	1,5	0,2			
50 ... 80	2,0	0,3			
85 ... 110	2,0	0,4			
120 ... 180	8,5	0,5			

d	e	h	g_1	g_2
25 ... 40	0,3	$2,5 \pm 1,0$	7,5	7,5
45 ... 90	0,4	$2,5 \pm 1,0$	7,5	10,0
95 ... 140	0,5	$3,0 \pm 1,0$	7,5	12,5
140 ... 170	0,5	$3,0 \pm 1,0$	10,0	15,0

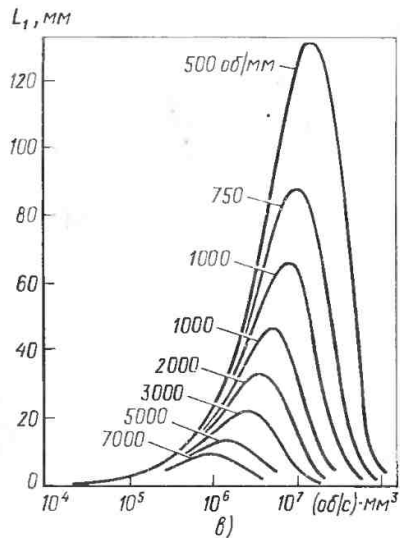
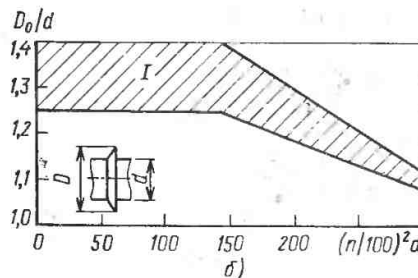
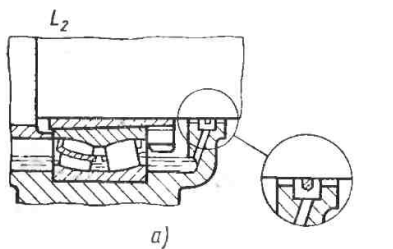


Рис. 3.31. Рекомендации для выбора отражателей бесконтактных уплотнений:
 а — конструкция отражателя для бесконтактного уплотнения двухрядного роликового подшипника; б — график зависимости длины линии смазывания L от частоты вращения n и диаметра вращающегося вала d ; в — график для выбора оптимального диаметра отражателя D_0 в зависимости от частоты вращения n и диаметра вала подшипника d

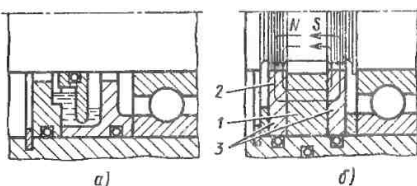


Рис. 3.32. Щелевые уплотнения:
 а — центробежные; б — магнитные; 1 — магнит; 2 — линия магнитного поля; 3 — полусные наконечники

объема для его размещения. Эффективность применения уплотнения, показанного на рис. 3.30, г, можно увеличить путем периодического нагнетания в него пластичной смазки. Применение уплотнения с лабиринтом вдоль вала возможно только при разъемных корпусах. В этом случае ширина радиальных щелей выбирается с учетом осевого перемещения вала. Размеры радиального лабиринта представлены в табл. 3.9. В случае неосности вала следует применять наклонные щели (рис. 3.30, е). Недорогое и эффективное уплотнение (рис. 3.30, ж) можно изготовить из жестяных колец 1 и 2 (рис. 3.30, в), стандартизованных при серийном изготовлении подшипников качения. В специальном варианте кольца снабжены дополнительными уплотнениями, имеющими, подобно бархату, волоски, которые удерживают находящуюся между уплотнениями смазку. Уплотнение в этом исполнении особенно эффективно при наличии сыпучих загрязнений (песок, цемент и т. п.). Жестяные кольца следует монтировать так, чтобы подсосывающая поверхность (рис. 3.30, ж) была всегда направлена наружу от подшипника.

Дополнительными элементами бесконтактных уплотнений являются отражатели (рис. 3.31, а). При их конструировании следует помнить о дренировании объема, в который отбрасывается масло. Диаметр отражателя зависит от смачиваемости металла маслом и действующей на отражатель центробежной силы. На рис. 3.31, а показана длина линии смачивания L_1

в зависимости от частоты вращения n и диаметра d вала.
 Для определенной по графику (рис. 3.31, б) длины смачивания диаметр отражателя определяется формулой:

$$D_0 = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 10^8}{dn^2} \ln \frac{L_1}{L_2} + d^2}, \quad (3.102)$$

где L_1 — длина смачивания по графику (рис. 3.31, б); L_2 — расстояние между отражателем и подшипником (рис. 3.31, а).

Если вал вращается с переменной скоростью, отражатель должен быть выбран для минимальной частоты вращения.

В случае, если отражатель может быть обрызган маслом, его оптимальный для правильной работы диаметр «лежит» в зоне 1 (рис. 3.31, в).

В особых случаях при необходимости полного отделения объема машины от окружающей среды применяются щелевые центробежные (рис. 3.32, а) или магнитные (рис. 3.32, б) бесконтактные уплотнения. В магнитных уплотнениях магнитная жидкость, представляющая собой коллоидную взвесь ферритовых частиц в несущей жидкости, удерживается в зоне уплотнения полем постоянного магнита. В центробежном уплотнении уплотняющее кольцо жидкости создается диском, вращающимся в камере уплотнения.

Список литературы

3.1. Кайдаш Ч. Ионно-радикальный механизм смазочного действия компонентов масел // Трение и износ. 1986. Т. 7. № 4, с. 626—633.
 3.2. Чичивадзе А. В., Матвеевский Р. М., Браун Э. Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. М.: Наука, 1986. 248 с.
 3.3. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения — М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
 3.4. Заславский Ю. С., Заславский Р. И. Механизм действия противоизносных присадок к маслам. М.: Химия, 1978. 224 с.

3.5. Dacre B., Bovington C. H. The Adsorption and desorption of Zinc Di-isopropyldithiophosphate on Steel//ASLE Trans. 1982. V. 24. N 4. P. 546—554.

3.6. Адамсон А. Физическая химия поверхности. М.: Мир, 1979. 568 с.

3.7. Allen T., Patel R. M. Adsorption of Alcohols on Finely Divided Powders//J. Appl. Chem. 1970. V. 20. P. 165—171.

3.8. Allen T., Patel R. M. Adsorption of long-chain Fatty Acids on finely Divided solids using a flow microcalorimeter//J. Colloid Interface Sci. 1971. V. 35. N 4. P. 647—655.

3.9. Dacre B., Bovington C. H. The Adsorption and Desorption of Dibenzyl Disulfide on Steel//ASLE Trans. 1982. V. 25. N 2. P. 272—278.

3.10. Dacre B., Bovington C. H. The Effect of Metal on the Adsorption of Zinc-Di-isopropyldithiophosphate//ASLE Trans. 1983. V. 26. N 3. P. 333—343.

3.11. Фуке И. Г. Адсорбция и смазочная способность масел//Трение и износ. 1983. Т. 4. № 3, с. 398—414.

3.12. Kloss H., Meyer K. Verschleissverhalten geschmierter Reibsysteme. Teil 2: Mathematisch—analytisches Verschleissmodell und seine Anwendung auf das Verschleissverhalten organischer Sulfide//Schmierungstechnik. 1986. N 5. P. 148—153.

3.13. Hironaka S., Yahagi Y., Sakurai T. Effect of adsorption of some surfactant on antiwear properties//ASLE Trans. 1978. V. 21. N 3. P. 231—235.

3.14. Санин П. И. Химические аспекты граничной смазки//Трение и износ. 1980. Т. 1. № 1, с. 43.

3.15. Uetz H., Khosrawi M. A., Föhl J. Mechanism of Reaction Layer Formation in Boundary Lubrication//Wear. 1984. V. 100. P. 301—313.

3.16. Christiensen H. A theory of mixed lubrication. Proc. Inst. Mech. Engrs. 1972. Vol. 186. N 41, P. 421—430.

3.17. Hamilton D. B., Walowit J. A., Allen C. M. A theory of lubrication by microirregularities. Trans. ASME. J. Basing. Engng. Ser. D, 1966, vol. 88, P. 177—185.

3.18. Patir N. Cheng H. S. Effect of surface roughness orientation on the central film thickness in END contacts, Leeds—Lyon Symposium 1978. Mech. Eng. Publ. 1979, London. P. 15.

3.19. Tsao X. H., Tong K. N. A model for mixed lubrication. Trans. ASLE, 1975. Vol. 18. N 2. P. 90—96.

3.20. Dowson D., Taylor C. M., Godet M., Berthe D. Mixed Lubrication and Lubricated wear. 11th Leeds—Lyon Symposium on tribology. Butterworths, 1985. London.

3.21. Sayles R. S., Poon S. Y. Surface topography and rolling element vibration. Preas. Eng. 1981. P. 137—144.

3.22. Neale M. J. Tribology handbook. Butterworths, 1973.

3.23. Голубев Г. А., Кукин Г. М., Лазарев Г. Е., Чичинадзе А. В. Контактные уплотнения вращающихся валов. — М.: Машиностроение, 1976. 264 с.

3.24. Трение, изнашивание и смазка. Справочник/Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Аликина. М.: Машиностроение, 1979. 358 с.

3.25. Booser E. R. Handbook of Lubrication. CRC Press, Inc. 1986.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ, ЭЛАСТОГИДРО- ДИНАМИЧЕСКАЯ И ГРАНИЧНАЯ СМАЗКА В ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — площадь теплопередающей поверхности; межосевое расстояние зубчатой передачи
 b — длина колодки подшипника; малая полуось эллипса поля контакта
 b_k — ширина смазочной канавки
 b_p — ширина смазочного кармана
 c — удельная теплоемкость смазочного материала
 D — диаметр расточки подшипника или диаметр подушки подшипника; внешний диаметр подшипника
 d — диаметр шейки вала; внутренний диаметр подшипника; диаметр зубчатого колеса
 d_0 — диаметр смазочного отверстия
 e — эксцентриситет в подшипнике; расстояние от точки зацепления до полюса
 e_{π} — тангенциальный эксцентриситет точки упора колодки
 e_r — радиальный эксцентриситет точки упора колодки
 F — нагрузка на опору
 $F_{\text{тр}}$ — сила трения в нагруженной зоне смазочного слоя
 $F'_{\text{вр}}$ — сила трения во всем смазочном слое
 h — толщина локальная смазочного слоя; минимальная толщина ЭГД-пленки смазки
 h_{min} — минимальная толщина смазочного слоя
 i — число опорных (несущих) поверхностей; передаточное отношение; число рядов тел качения в подшипнике
 κ — коэффициент теплопередачи; коэффициент теплопроводности
 l — длина подшипника по образующей; средняя рабочая ширина колодки; длина контактной линии

M — масса; безразмерный коэффициент нагрузки по блоку
 Nu — число Нуссельта
 n — частота вращения
 P — тепловой поток; эквивалентная нагрузка подшипника
 Pr — число Прандтля
 p — локальное давление в смазочном слое; показатель зависимости долговечности от нагружения подшипника качения
 Q — расход смазочного материала; давление Штрибека P/lid
 Q_1 — расход смазочного материала в нагруженной зоне
 Q_2 — расход смазочного материала, обусловленный давлением подачи
 q — относительный расход смазочного материала; приведенное давление
 Rz — шероховатость поверхности по 10 точкам
 Re — число Рейнольдса
 $S_{\text{эф}}$ — эффективная площадь поверхности скольжения колодки, $S_{\text{эф}} = bl$
 s — зазор в подшипнике диаметральный $s = D - d$; скольжение $s = (u_1 - u_2)/(u_1 + u_2)$; координата нагрузки вдоль оси x
 t — температура (в смазочном слое); координата нагрузки вдоль оси y ; время
 v — окружная скорость поверхности скольжения вала; скорость в нормальном направлении к поверхности; нормальная деформация
 x — координата в направлении движения (окружная)
 y — координата по толщине смазочного слоя
 z — координата в направлении, перпендикулярном к движе-

- нию; количество тел качения в ряде подшипника
- α — коэффициент теплового расширения; коэффициент вязкости масла
- β — угол нагрузки; коэффициент зависимости вязкости от температуры
- γ — относительная скорость $\gamma = \frac{\omega}{\Omega}$; угол работы подшипника; угол зацепления; деформация сдвига
- ϵ — относительный эксцентриситет подшипника $\epsilon = \frac{2e}{s}$
- ζ — коэффициент нагруженности (несущей способности); угол охвата подшипника, раствора упорной колодки
- κ_{τ} — безразмерный тангенциальный эксцентриситет
- κ_r — безразмерный радиальный эксцентриситет
- λ — коэффициент теплопроводности; коэффициент толщины ЭГД пленки смазки
- μ — динамическая вязкость смазочного материала; коэффициент трения
- ν — кинематическая вязкость смазочного материала; коэффициент Пуассона
- ξ — коэффициент сопротивления вращению
- ρ — плотность смазочного материала; кривизна поверхности
- Φ — пороговое значение параметра устойчивости
- φ — полярная координата в направлении вращения; параметр устойчивости; безразмерная координата длины
- ψ — относительный зазор в подшипнике $\psi = \frac{s}{d}$
- ω — угловая скорость
- a — большая полуось поля контакта
- a^* — коэффициент большой полуоси эллипса контакта
- a_1 — коэффициент надежности
- a_2 — коэффициент материала подшипника
- a_3 — коэффициент условий трения
- b^* — коэффициент малой полуоси эллипса поля контакта
- C — динамическая грузоподъемность подшипников качения
- C_{th} — коэффициент теплового уменьшения толщины пленки
- d_m — средний диаметр подшипника
- d_1 — диаметр дорожки
- D_w — диаметр тела качения
- E — модуль упругости
- E' — эквивалентный модуль упругости
- $G = \alpha E'$ — безразмерный коэффициент нагружения
- G — модуль сдвига
- h_h — толщина ЭГД пленки смазки в ее конце
- h_m — толщина ЭГД пленки смазки в середине контакта
- $H = \frac{h}{R}$ — безразмерная толщина пленки смазки
- L — долговечность подшипника; безразмерный коэффициент материала по Блоку
- p_H — давление Герца
- R — радиус кривизны
- $Ra_{1,2}$ — среднее арифметическое отклонение профиля шероховатостей от средней линии
- Ra_z — эквивалентная шероховатость
- r — координата источника тепла в направлении оси X
- Q_c — количество теплоты
- T — температура
- $u = \frac{u_1 + u_2}{2}$ — гидродинамическая скорость
- $u_{1,2}$ — скорость поверхности относительно точки контакта
- $U = \frac{\eta_0 u}{E' R}$ — безразмерный коэффициент скорости
- w — удельное нагружение на контактной линии
- $W = \frac{w}{E' R}$ — безразмерный коэффициент нагружения
- $\gamma = \frac{du}{dy}$ — скорость сдвига
- δ — деформация; упругое сближение деформированных тел; абразивный износ поверхности

δ^* — коэффициент упругого сближения деформированных тел
 η — динамическая вязкость
 η_0 — динамическая вязкость в условиях среды
 σ — нормальные напряжения
 τ — касательные напряжения
 τ_p — предел пластичности пластичной смазки
 $\dot{\tau} = \frac{d\tau}{dt}$ — градиент касательных напряжений

4.1. ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ СМАЗКА В УЗЛАХ ТРЕНИЯ МАШИНЫ

Частота вращения валов ограничивается их механической прочностью, если опорами являются подшипники, смазываемые газами, и не нарушается устойчивость их вращения, или тепловым режимом и устойчивостью вращения ротора, если подшипники смазываются жидкостями. Поэтому нормальная работоспособность опор валов обеспечивается такой их конструкцией, которая сохраняет нормальное взаимодействие смазочного вещества с поверхностями тел, разделяемых смазочным слоем.

4.1.1. Физические свойства жидкостей, обеспечивающие гидродинамическую смазку. Диаграммы Герси — Штрибека. Формула Петрова

При гидродинамической или жидкостной смазке между телами, составляющими пару трения, их поверхности полностью отделены друг от друга тонким слоем жидкости или газа. Взаимодействие между поверхностями трущихся тел заменяется взаимодействием между частицами смазочного материала, т. е. становится внутренним трением (подробно теоретические основы изложены в гл. 4, т. 1 и гл. 3, т. 2 справочника).

Степень разделения тел смазочным слоем зависит от вязкости жидкостей, применяемых для смазывания. Вязкость механически проявляется в виде

касательных напряжений τ на поверхности, проведенной внутри некоторого объема жидкости, при изменении его формы. Иначе говоря, вязкость представляет собой реакцию жидкости на изменение ее формы — сопротивление искажению формы жидкости, которое зависит от скоростей деформаций. Соответствующие закономерности задаются в виде функциональной связи между касательным напряжением τ на какой-либо площадке внутри движущейся жидкости и поперечной производной a скорости u по нормали n к этой площадке. Такие зависимости, которые находят из опыта, называются реологическими характеристиками вещества.

В общем случае деформация среды начинается лишь после того, как напряжение τ достигнет некоторого предела τ_0 , называемого предельным напряжением сдвига. Выше предельного напряжения сдвига τ определяется лишь поперечной производной скорости (рис. 4.1 и 4.2, кривая I). Таким образом, в общем случае

$$\tau = \tau_0 + F \left(\frac{du}{dn} \right). \quad (4.1)$$

Среды, подчиняющиеся такой зависимости, называются нелинейно вязкопластичными. К ним относятся большинство коллоидных растворов и суспензий.

Среды, у которых предельное напряжение сдвига $\tau_0 = 0$ и $F(0) = 0$, в общем случае называются жидкостями.

Напряженное состояние сред, у которых $\tau_0 \neq 0$, при напряжениях, меньших τ_0 , зависит от деформаций. Если эта зависимость линейная, то среда будет упругопластичной. К таким средам относятся солидолы.

Среда, у которой, начиная с некоторого значения поперечной производной скорости, напряжение τ линейно зависит от $\frac{du}{dn}$, называется телом (или жидкостью) Шведова (см. рис. 4.2, кривая I). Такая среда обладает двумя различными предельными напряжениями сдвига. Первое, отвечающее напряжению τ_0 , при котором на-

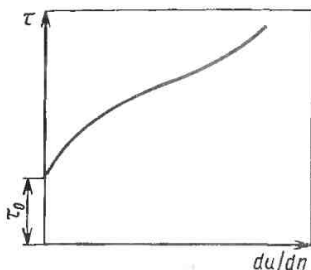


Рис. 4.1. Зависимость напряжения сдвига τ в жидкости от поперечной производной скорости (общий случай)

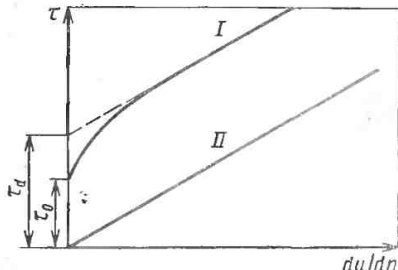


Рис. 4.2. Зависимость напряжения сдвига τ в жидкости Шведова (кривая I) и ньютоновской жидкости (кривая II) от поперечной производной скорости

чинается течение, называется статическим предельным напряжением сдвига. Экстраполяция же прямолинейного участка кривой I на рис. 4.2 до пересечения с осью ординат (осью τ) дает второе предельное напряжение сдвига τ_1 . Криволинейный участок реологической характеристики (см. рис. 4.2, кривая I) называется областью аномалии вязкости. Подобно телу Шведова ведут себя пластичные смазки и некоторые коллоидные растворы.

Среды, для которых $\tau_0 = 0$, но $\tau_d \neq 0$, называются аномальными, или неньютоновскими, жидкостями. К ним относятся минеральные масла при низких температурах, жиры и некоторые коллоидные растворы и суспензии.

Частным случаем тела Шведова является среда Биингама—Воларовича, для которой $\tau_0 = \tau_d$, т. е. когда

$$\tau = \tau_0 + \mu \left(\frac{du}{dn} \right). \quad (4.2)$$

Такая среда называется вязкопластической.

Если, $\tau_0 = \tau_d = 0$, т. е.

$$\tau = \mu \left(\frac{du}{dn} \right), \quad (4.3)$$

то среда называется истинно вязкой, или ньютоновской, жидкостью.

Течение большинства смазывающих жидкостей — всех минеральных, растительных и животных масел — при температурах, не очень близких к температурам застывания (а течение газов при всех температурах), с боль-

шой степенью точности подчиняется последней закономерности (см. рис. 4.2, кривая II).

Коэффициент пропорциональности μ называется динамическим коэффициентом вязкости или просто коэффициентом вязкости жидкости или газа.

При отсутствии аномалии вязкости коэффициент вязкости μ не зависит от поперечной производной скорости и поэтому является важнейшей физической характеристикой для всех ньютоновских жидкостей.

Единицы измерения вязкости устанавливаются исходя из закона течения.

В системе СИ такой единицей является паскаль-секунда: $1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 1 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$.

В системе CGS единицей вязкости служит пуаз — $1 \text{ пуаз} = 1 \text{ дин} \cdot \text{с} / \text{см}^2$, а в технической системе $1 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м}^2$. Между этими единицами существует следующее соотношение: $1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 0,1019 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м}^2 = 10 \text{ пуаз}$. Так как паскаль-секунда слишком большая единица измерения, то в практике пользуются единицей в тысячу раз меньшей — миллипаскаль-секундой.

Вязкостью $0,01 \text{ пуаз}$ обладает вода при температуре $20,21^\circ \text{C}$.

Мерой совместного действия сил вязкости и сил инерции жидкости является кинематическая вязкость ν , определяемая как отношение динамической вязкости μ к плотности жидкости ρ . За единицу кинематической вязкости в системе СИ берется единица измерения с размерностью $\text{м}^2 \cdot \text{с}$, а в си-

стеме CGS — стокс, равный пуаз. $\text{см}^2/\text{г}$. Связь между ними следующая: $1 \text{ ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Так как стокс — достаточно большая величина, то в практике кинематическую вязкость определяют в величинах в 100 раз меньших — сантистоксах: $1 \text{ сСт} = 0,01 \text{ Ст}$.

При технических измерениях вязкость нефтепродуктов выражают в условных единицах — градусах Энглера ($^{\circ}\text{E}$). Под 1°E понимают отношение времени вытекания 200 см^3 при данной температуре и времени вытекания того же объема дистиллированной воды при температуре 20°C через капилляр аппарата Энглера. Кинематическая вязкость в стоксах связана с условной вязкостью в градусах Энглера формулой

$$\nu_t = 0,07319^{\circ}\text{E}_t - \frac{0,0631}{^{\circ}\text{E}_t}. \quad (4.4)$$

В Англии и США условную вязкость выражают в секундах Редвуда или секундах Сейболта. Измерение кинематической вязкости в условных единицах основано на том, что согласно формуле Пуазейля вязкость прямо пропорциональна времени протекания жидкости через капилляр и обратно пропорциональна объему жидкости, протекшему за определенное время.

Вязкостью масла при той или иной температуре определяются способность смазочного слоя опоры скольжения нести нагрузку и частично общая величина трения в машине. Поступление масла по магистралям системы к узлам трения определяется вязкостью, а при низких температурах зависит от прокачиваемости масла.

Вязкость и отсутствие или малая величина скольжения смазывающего вещества по разделяемым ею поверхностям являются необходимым, но не достаточным условием существования устойчивого смазочного слоя, полностью разделяющего тела, скользящие относительно друг друга. Для создания такого слоя в нем должно развиваться избыточное давление, которое, передаваясь на тела, ограничивающие смазочный слой, могло бы уравновесить внешнюю нагрузку, приложенную к этим телам. На входе и выходе из смазочного слоя избыточное давле-

ние равно нулю и развивается внутри слоя, достигая в некоторых местах максимума. Иначе говоря, градиент давления при следовании вдоль смазочного слоя должен быть переменным, что может осуществиться при дополнительном условии переменной толщины смазочного слоя или плотности масла. Чтобы этот градиент давления существовал, поперечная производная скорости должна не только существовать внутри смазочного слоя, но и меняться по длине слоя, что при несжимаемости смазочной жидкости, а значит, постоянстве ее весового расхода в каждом поперечном сечении смазочного слоя может иметь место лишь при переменном сечении этого слоя, а при жидкости сжимаемой — при ее переменной плотности. Таким образом, силы вязкости, препятствующие растеканию смазочной жидкости, преодолеваются повышением давления внутри смазочного слоя, которое передается на тела, ограничивающие этот слой.

Особенно сильное влияние на рост давления в смазочном слое оказывает величина среднего зазора $\Delta = s/2$, где s — текущая величина зазора. Среднее значение поперечной производной скорости, а значит, и касательного напряжения в слое масла обратно пропорционально Δ , а градиент давления, если пренебречь силами инерции, равный поперечной производной касательного напряжения, будет обратно пропорционален Δ^2 . Реакция смазочного слоя на шип или пята будет также обратно пропорциональна Δ^2 . Этим объясняется малая величина среднего зазора Δ между шипом и подшипником или пятой и упорным гребнем, составляющая величину порядка 0,001 от характерного размера опоры скольжения, например радиуса цапфы $r_1 = s/d$. Величина $\frac{s}{d} = \frac{\Delta}{r_1} = \psi$ называется относительным зазором. Таким образом, если главным вектором сил давления F , определяющим несущую способность смазочного слоя, оценивать работоспособность подшипника или пяты, то $F = \zeta \frac{i A_{\text{оп}}}{\Delta^2} \mu U r$, где $i = 1, 2, \dots, n$; n — количество

опорных (несущих) поверхностей; $A_{оп}$ — проекция смоченной поверхности на прямую, перпендикулярную к линии действия нагрузки ($A_{оп} = ld$ для радиальных опор скольжения); U — относительная скорость смазываемых поверхностей; ξ — коэффициент пропорциональности. Этот коэффициент называется коэффициентом нагруженности и зависит от геометрии смазочного слоя и его нагрева, являясь наиболее важной величиной, определяющей работоспособность опоры скольжения. Если $U = \omega r_1$, то

$$\xi = \frac{F\psi^2}{iA_{оп}\mu\omega}. \quad (4.5)$$

Коэффициент ξ является числом Лагранжа, т. е. средней мерой отношения сил гидродинамического давления, развивающегося в смазочном слое, к силам вязкости.

Касательные силы в смазочном слое, как следует из выражения $\tau = du/dn$, обратно пропорциональны толщине смазочного зазора, поэтому полная сила трения обратно пропорциональна величине зазора Δ . Следовательно, действие сил трения сравнительно с силами гидродинамического давления будет во столько раз меньше, во сколько раз зазор меньше, например, характерного размера $d/2$ цапфы, т. е. в ψ раз. Но это не значит, что можно игнорировать влияние сил трения на свойства смазочного слоя. Действие сил трения оказывается не менее важным, чем влияние сил гидродинамического давления, но это влияние проявляется косвенно, благодаря зависимости коэффициента вязкости от температуры, при одновременном тепловыделении, в первую очередь определяемом силами внутреннего трения.

Если величину трения оценивать с помощью момента трения M , то согласно сказанному ранее $M = \xi (iA_{оп}/\Delta) \mu U r_1$, где ξ — коэффициент пропорциональности, а значения остальных величин прежние. Коэффициент ξ называется коэффициентом сопротивления вращению и определяется отношением

$$\xi = \frac{M}{iA_{оп}} \frac{\psi}{\mu U}. \quad (4.6)$$

Для частного случая изотермического течения несжимаемой смазочной жидкости при конечной скорости вращения шипа момент касательных усилий будет отличен от нуля и постояен, что позволяет написать $M/iA_{оп} = C [1 + W(\zeta)] \mu U$, причем $W(0) = 0$. Постоянная C зависит от геометрии смазочного зазора, конструкции опоры, т. е., так же как и функция $W(\zeta)$, зависит от коэффициента нагруженности.

Если теперь обе части последнего равенства поделить на нагрузку F и назвать M/Fr_1 коэффициентом трения f , среднее удельное давление p_m определить как $F/(iA_{оп})$, считать, что $U/r_1 = \omega$, и обозначить $C\psi = C_1$, получим

$$f = \frac{\mu\omega}{p_m} \frac{C_1}{\psi} [1 + W(\zeta)]. \quad (4.7)$$

Если оси шипа и подшипника совпадают ($\zeta = 0$, $W(0) = 0$), а масло заполняет весь зазор, что имеет место в случае, рассмотренном Петровым, то, положив $C_1 = \pi$, получим формулу Петрова для трения шипа в подшипнике.

В более общем случае изотермического течения смазочной жидкости, заметив, что $\xi/\zeta = \frac{M}{Fr_1\psi} = f/\psi$ и $2U/d = \omega$ — угловая скорость вращения шипа, получим:

$$f = \frac{\mu\omega}{p_m} \frac{C_1}{\psi} \left[1 + W \left(\frac{\mu\omega}{p_m\psi^2} \right) \right]. \quad (4.8)$$

Иначе говоря, коэффициент трения, которым определяется тепловыделение в смазочном слое, является величиной, зависящей от отношения $\mu\omega/p_m$, пропорционального обратной величине коэффициента нагруженности.

Графическая зависимость $f = f \times \left(\frac{\mu\omega}{p_m} \right)$, схематически представленная на рис. 4.3, называется диаграммой Герси—Штрибека, или диаграммой трения (см. также гл. 4 т. I и в гл. 1 т. 2 рис. 1.1). На этой диаграмме ветвь ab соответствует жидкостной смазке, а ветвь минимума коэффициента трения, лежащая слева от точки b , относится сначала к режимам смешан-

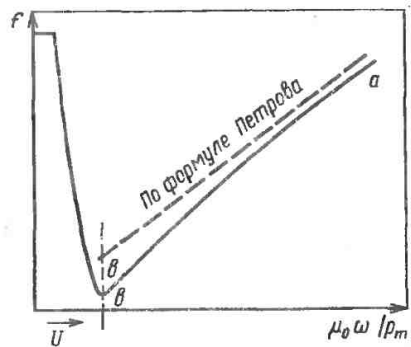


Рис. 4.3. Диаграмма трения: $Z = \frac{\mu_0 \omega}{Pm}$ — критерий Зоммерфельда; V — окружная скорость

ного, а затем граничного трения, которые могут возникнуть при недостаточном количестве смазки, чрезмерно большей нагрузке или малой частоте вращения.

Как показывают опыт и фундаментальные теоретические исследования, во всей области гидродинамического трения f является функцией $1/\xi = \frac{\mu\omega}{Pm\psi^2}$ и всякое изменение входящих в эту формулу величин отражается на величине коэффициента трения, а следовательно, и на тепловыделении в смазочном слое. В условиях трения при гидродинамической смазке минимальные коэффициенты трения изменяются в пределах 0,001 ... 0,005.

Экспериментально полученные Штрибеком кривые зависимости коэффициента трения в опорах скольжения от окружной скорости V (рис. 4.4) или нагрузки P эквивалентны диаграмме Герси—Штрибека. Однако эти кривые на рис. 4.4 не так наглядны, как диаграмма Герси—Штрибека, которые очень наглядно показывают взаимное влияние скорости, нагрузки и вязкости, зависящей от тепловыделения в смазочном слое, на работу опоры скольжения.

Зависимости Герси или Штрибека могут быть получены лишь опытным путем для уже изготовленного подшипника. Расчет и проектирование

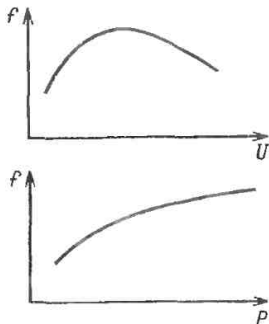


Рис. 4.4. Диаграммы Штрибека

опоры скольжения производятся с помощью таблиц, содержащих значения коэффициента нагруженности, коэффициента сопротивления вращению или движения и коэффициента расхода масла для заданного расположения поверхностей трения и их размеров.

Основой для построения этих таблиц являются уравнения Рейнольдса (см. гл. 4, т. 1; гл. 3, т. 2 справочника):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial y} \right), \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial y} \right),$$

которые получаются из уравнений Навье—Стокса при тении вязкой жидкости в тонких слоях, где силы инерции в ψ раз меньше сил вязкости. V_x и V_z — скорости частиц жидкости в направлениях x и y , p — гидродинамическое давление.

Из уравнений Рейнольдса следует, что давление в смазочном слое по толщине слоя не изменяется.

Присоединив к уравнениям Рейнольдса уравнение сплошности течения жидкости, получим уравнение Рейнольдса для давлений:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) =$$

$$= 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h) + 12 \rho V + 12 h \frac{\partial p}{\partial t},$$

(4.9)

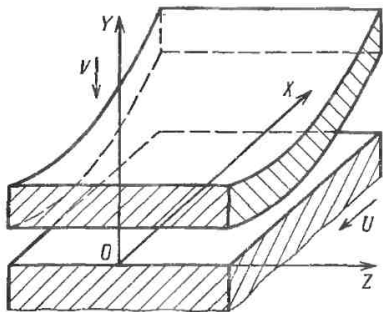


Рис. 4.5. Расчетная схема опоры скольжения

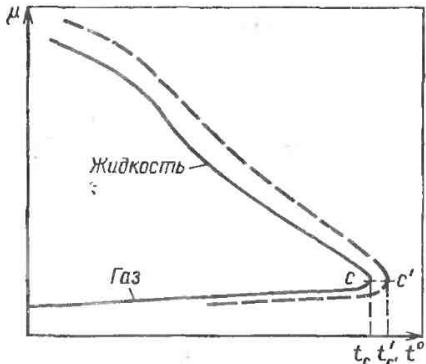


Рис. 4.6. Зависимость вязкости вещества от температуры

где ρ — плотность смазывающей жидкости или газа; h — толщина смазочного слоя в точке с координатами (x, y) ; U — скорость одной из поверхностей вдоль оси X ; V — скорость одной поверхности относительно другой перпендикулярно к скорости U .

К этому уравнению для распределения давления надо в общем случае присоединить уравнение состояния и уравнение энергии. Пользуясь решением уравнения Рейнольдса (4.9) для давлений, получают основные таблицы для расчета радиальных и осевых подшипников, при этом уравнение энергии заменяется уравнением теплового баланса.

Как уже указывалось в гл. 4 т. 1 и выше в гл. 2 т. 2, уравнение Рейнольдса для давлений решается при условии обращения избыточного давления в нуль на торцах опоры при $z = \pm l/2$ и в месте начала смазочного слоя

$$p(x_1; z) = p(x; z = \pm l/2) = 0, \quad (4.10)$$

а также при условии обрыва смазочного слоя за минимальным зазором, что позволяет получить равенство

$$p(x_2(z); z) = \frac{\partial}{\partial x} p(x_2(z); z) = 0, \quad (4.10a)$$

где $x_1, x_2(z)$ — координаты начала и обрыва слоя.

Если минимальная толщина смазочного слоя совпадает с выходной кром-

кой (по вращению) поверхности скольжения, то

$$p(x = x_2; z) = 0. \quad (4.11)$$

Расчетная схема опоры скольжения показана на рис. 4.5.

4.1.2. Вязкость жидкостей и газов и ее зависимость от температуры и давления

Динамическая вязкость μ зависит от молекулярного строения вещества и поэтому является функцией состояния. Так как три параметра (температура, давление и плотность), определяющие состояние жидкости, связаны между собой уравнением состояния, то независимыми величинами, от которых будет зависеть вязкость, являются температура и давление — наиболее просто измеряемые параметры.

При постоянном давлении обобщенные кривые температурной зависимости вязкости веществ, для которых может быть использовано понятие о критическом состоянии, описывают области как жидкого, так и газообразного состояния и имеют вид, изображенный на рис. 4.6. При критической температуре t_c или t'_c зависимости вязкости изгибаются в точках C и C' в обратном направлении. В газообразной фазе вязкость вещества с умень-

нием температуры падает, хотя интенсивность этого падения не столь велика, как интенсивность падения вязкости с возрастанием температуры. Причиной изменения вязкости при изменении температуры является изменение структуры вещества при нагревании или охлаждении, меняющейся не только при изменении агрегатного состояния, но и при подводе или отводе тепла.

Относительное расположение кривых на рис. 4.6 при сравнении произвольных жидкостей будет произвольным, но для веществ, обладающих сходной структурой, например для гомологических рядов органических веществ, эти кривые расположатся в последовательности, соответствующей величине критической температуры, как это и показано на рис. 4.6.

Вязкость жидкостей. Смазочные масла являются ассоциированными жидкостями, представляющими собой смесь углеводородов (с высоким молекулярным весом) с присадками и добавками, если речь идет о маслах нефтяного происхождения, или высокомолекулярные синтетические жидкости со сложной структурой, поэтому изменение вязкости подобных масел с изменением температуры весьма велико (табл. 4.1).

Для интегральной оценки качества масла при переводе машины с одного режима на другой служат индексы вязкости, т. е. числа, определяемые по установленной шкале и характеризующие изменение вязкости масел в зависимости от температуры.

Средний температурный коэффициент $(1/\mu)(\Delta\mu/\Delta t)$, где t — температура, изменяется с изменением температуры и марки масла. Обычно в качестве показателя вида и хода температурных кривых используется температурный коэффициент вязкости:

$$\text{TKB} = (v_0 - v_{100})/v_{50}, \quad (4.12)$$

где индексы указывают температуру, при которой определена кинематическая вязкость.

Чем меньше величина ТКВ, тем меньше вязкость изменяется в зависимости от изменения температуры. С увеличением молекулярного веса масла ТКВ также увеличивается.

Ход температурных кривых вязкости описывается эмпирическими формулами, основой для получения которых является наблюдение, что производная вязкости по температуре меняется в зависимости как от вязкости, так и от температуры и тем сильнее, чем выше вязкость и ниже температура, т. е.

$$\frac{d\mu}{dt} = -k(\mu - a)^s/(t - b)^n, \quad (4.13)$$

где a, b, k, s, n — постоянные, которые можно найти, зная зависимость $\mu = \mu(t)$. Из равенства (4.13) при $s = 0$ следует:

$$\ln(\mu - a) = C + \frac{k}{n-1}(t - b)^{1-n}. \quad (4.14)$$

Если $a = 0, b = -273^\circ + d, C = \ln \mu_\infty$, где μ_∞ — некоторая условная величина, имеющая смысл вязкости при $t \rightarrow \infty, n = 2$, то получим формулу Фегеля с тремя постоянными (μ_∞, d, k):

$$\mu = \mu_\infty \exp[k/(T - d)], \quad (4.15)$$

где T — температура.

Эта формула имеет молекулярно-кинетическое обоснование и хорошо описывает ход температурной кривой вязкости в достаточно широком температурном интервале — от 0 до 150°C .

Более простой, но справедливой в достаточно узком интервале температур, является формула Рамана—Фрейкеля с двумя постоянными, полученная из равенства (4.14) при $a = 0, b = -273^\circ, c = \ln A, n = 2$:

$$\mu = A \exp(k/T). \quad (4.16)$$

Если μ_1 и μ_2 — вязкости при температурах t_1 и t_2 , а $k/(273)^2 = \beta$, то из формулы Рамана—Фрейкеля можно получить формулу:

$$\mu_2 = \mu_1 \exp[\beta(t_2 - t_1)], \quad (4.17)$$

предложенную еще Рейнольдсом. Расчеты по этой формуле для смазочных масел хорошо соответствуют опыту при небольших температурных интервалах ($t_2 - t_1$) и температурах до 100°C .

4.1. Динамическая вязкость минеральных масел, Па·с

Масло	ГОСТ	Температура, °C											
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	<i>m</i>
Турбинное: Тп-22 Тп-30 Тп-46	9972—74	0,415 0,776 1,575	0,189 0,31 0,630	0,085 0,145 0,270	0,048 0,074 0,139	0,0318 0,0432 0,0746	0,0187 0,0272 0,0472	0,0128 0,0179 0,0297	0,0091 0,0127 0,0206	0,0068 0,0092 0,0143	0,0051 0,0068 0,0104	0,0040 0,0051 0,0077	1,98 2,18 2,30
Индустриальное: И-12А И-20А И-30А И-40А И-50А	20799—75	0,157 0,248 0,585 1,070 2,060	0,077 0,102 0,270 0,452 0,752	0,044 0,064 0,126 0,207 0,298	0,026 0,038 0,075 0,108 0,144	0,0176 0,0244 0,0442 0,0610 0,0792	0,0114 0,0164 0,0270 0,0380 0,0442	0,0081 0,0110 0,0185 0,0244 0,0324	0,0066 0,0083 0,0138 0,0171 0,0208	0,0048 0,0063 0,0093 0,0122 0,0140	0,0039 0,0050 0,0077 0,0095 0,0140	0,0033 0,0044 0,0050 0,0073 0,0076	1,75 1,84 2,00 2,21 2,28
Авиационное: МС-14 МС-20 МС-24 МК-22	21743—76	— 6,850 — —	— 2,430 — 3,550	— 1,000 — 1,860	— 0,465 — 0,620	— 0,2350 — 0,3030	0,0930 0,1315 0,1600 0,1640	— 0,0785 — 0,0960	— 0,0500 — 0,0605	— 0,0339 — 0,0400	— 0,0238 — 0,0273	— 0,0172 — 0,0205	2,70 2,85 2,95 2,89
Цилиндровое Полисилоксановое: ОМТИ ИВВИОЛЬ-3	6411—76 МРТУ 208—140 —	— 0,21 —	— 0,163 —	— 0,129 —	— 0,093 —	— 0,0820 —	— 0,0680 0,0270	0,2440 0,0620 0,0170	0,1480 0,0550 0,0120	0,0860 0,0445 0,0088	0,0585 0,0397 0,0065	0,0415 0,0374 0,0052	 0,71 1,98

4.2. Динамическая вязкость μ и пьезокоэффициенты вязкости α_1 , κ некоторых масел

Масло	μ , Па·с, при температуре, °С			α_1 , 10^8 МПа $^{-1}$	κ , 10^8 град $^{-1}$
	50°	80°	120°		
МС-20	0,114	0,0340	0,0105	22,3	6,95
Трансформаторное	0,0074	0,0032	0,0016	15,9	5,66
75 % МС-20 + 25 % трансформаторное	0,0584	0,0191	0,0067	20,6	6,70
50 % МС-20 + 50 % трансформаторное	0,0285	0,0105	0,0041	19,2	6,46
25 % МС-20 + 75 % трансформаторное	0,0146	0,0060	0,0027	17,6	6,08
Веретенное	0,0116	0,0047	0,0022	12,8	3,60
МК-8	0,0074	0,0030	0,0016	15,9	4,37
Б-38	0,0232	0,0083	0,0035	8,4	0,36
50-1-4Ф	0,0068	0,0038	0,0021	0,92	2,94

Зависимость, предложенная Рейнольдсом, удобна при теоретических исследованиях, но надо помнить, что коэффициент β остается постоянным лишь в температурном интервале до 20 °С, а в более широком температурном интервале и с увеличением уровня начальной вязкости β уменьшается.

Для инженерных расчетов можно рекомендовать формулу Прокофьева

$$\mu_{\text{эф}} = \mu_0 (50/t)^m, \quad (4.18)$$

позволяющую аппроксимировать температурную кривую вязкости в интервале температур до 50 °С.

Показатель m в этой формуле для различных масел приведен в последней графе табл. 4.1.

Вязкость смазочных масел при давлениях, возникающих в тяжело нагруженных парах трения, зависит от давления и при постоянной температуре может быть описана формулой Баруса:

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p}, \quad (4.19)$$

где μ_0 — вязкость при атмосферном давлении; α — пьезокоэффициент вязкости (см. также гл. 4 т. 1 справочника).

Пьезокоэффициент вязкости, так же как и вязкость μ , является функцией состояния, но заметным образом на его

величину влияет лишь температура t . Эта зависимость в интервале температур 40 ... 150 °С хорошо аппроксимируется линейной функцией вида:

$$\alpha = \alpha_1 [1 - \kappa (t - t_1)], \quad (4.20)$$

где α_1 — пьезокоэффициент при температуре $t_1 = 50$ °С; α — текущие значения этих величин. Значения μ , α_1 и κ для некоторых масел приведены в табл. 4.2.

Вязкость газов и ее зависимость от температуры, если газ с достаточной степенью точности можно считать идеальным при атмосферном давлении, хорошо описывается формулой Сэзерленда:

$$\mu = \eta_S T^{3/2} / (T + C), \quad (4.21)$$

где η_S — коэффициент, определяемый по формуле $\eta_S = 0,176 \sqrt{Mk/d^2}$, здесь M — масса молекулы; d — ее диаметр; k — постоянная Больцмана; C — постоянная Сэзерленда, зависящая от природы газа.

Если μ_0 — коэффициент вязкости газа при нулевой температуре, то формула Сэзерленда примет вид:

$$\mu = \mu_0 b T^{3/2} / (T + C), \quad (4.21a)$$

где $b = (T_0 + C) / T_0^{3/2}$; T — температура в градусах Кельвина; $T_0 = 273$ °С.

4.3. Значения μ_0 , C и Δt

Газ	H ₂	He	Ar	O ₂	N ₂	CO ₂	Воздух
μ_0 , 10 ⁶ Па·с, теоретическая	8,57	18,87	21,10	19,26	16,74	13,88	—
μ_0 , 10 ⁶ Па·с, экспериментальная	8,40	18,60	20,85	19,10	16,65	13,67	17,08
C , К	75	80	140	125	105	250	—
Δt , °С	0 ...	0 ...	0 ...	0 ...	0 ...	0 ...	—
	100	200	800	800	800	280	—

4.4. Зависимость вязкости воздуха $\mu_{\text{возд}}$ от давления и температуры

$P_{\text{атм}}$	t , °С						
	14	25	50	90	100	150	200
1	17,86	18,37	19,55	21,35	21,80	23,91	25,88
20	18,16	—	19,80	21,70	—	—	—
50	18,77	19,22	20,32	22,00	22,40	—	—
100	20,18	20,69	21,50	22,98	23,35	—	—
150	21,90	22,15	22,80	23,90	24,20	—	—
200	23,82	23,95	24,35	25,10	25,30	—	—

Теоретические (по формуле Сэзерленда) и экспериментальные (по данным Голубева) значения μ_0 , величины C в формуле Сэзерленда, а также температурный интервал Δt , в котором справедлива формула Сэзерленда, приведены в табл. 4.3.

Однако вязкость газов зависит не только от температуры, но и от давления, например для воздуха эта зависимость, по данным Голубева, представлена в табл. 4.4.

4.1.3. Плотность, теплоемкость и теплопроводность смазывающих жидкостей и газов

При определении несущей способности смазочного слоя плотность, теплоемкость и теплопроводность важны

не сами по себе, а потому, что они влияют на температуру в смазочном слое, вязкость которого очень сильно зависит от температуры. Поэтому при определении истинного или среднего теплового режима знание плотности и термических параметров приобретает самостоятельное значение.

Плотность смазочных масел, оцениваемая относительной плотностью d при комнатной температуре у различных смазок изменяется в пределах 0,78 ... 0,97. Для масел нефтяного происхождения из одного и того же исходного сырья плотность возрастает с увеличением температуры начала и конца кипения фракций. Плотность коррелирует с теплоемкостью и теплопроводностью в эмпирических формулах, но с температурой изменяется незначительно.

Для однородных жидкостей плотность d_t при температуре t

$$d_t = d_0 / (1 + at), \quad (4.22)$$

4.5. Зависимость параметров a_1 и b_1 от молекулярного веса, M

M	282	353	423	493	563	633	703	844
$a_1, 10^5 \text{ градус}^{-1}$	67,6	65,0	63,4	62,1	61,3	60,6	60,1	59,3
$b_1, 10^7 \text{ градус}^{-1}$	0,6	1,3	1,8	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9

4.6. Зависимость среднего термического коэффициента расширения α_{21} от относительной плотности d_1

d_1	0,70 ... 0,75	0,75 ... 0,80	0,80 ... 0,85	0,85 ... 0,90	0,90 ... 0,95	0,95 ... 1,00
$\alpha_{21}, 10^3 \text{ градус}^{-1}$	1,201	1,039	0,896	0,770	0,657	0,555

где a — средний объемный коэффициент термического расширения объема жидкости при изменении температуры от t_1 до t_2 .

Однако более часто используется формула Менделеева:

$$d_t = d_0 (1 - \beta t), \quad (4.23)$$

где β — средний температурный коэффициент плотности, $\beta = (d_0 - d_t)/d_0 t$.

Если допустима линейная зависимость плотности от температуры, то формуле Менделеева можно придать вид:

$$d_2 = d_1 - \gamma (t_2 - t_1),$$

где $\gamma = d_0 \beta \cong d_1 \beta$.

Для тяжелых нефтепродуктов с большой степенью точности справедлива эмпирическая формула Кусакова:

$$\gamma = 0,001828 - 0,001320 d_1. \quad (4.24)$$

Если при $t = 20^\circ \text{C}$

$$d_t = d_{20} - a_1 (t - 20) + b_1 (t - 20)^2,$$

то можно указать связь между изменением плотности в зависимости от температуры и молекулярного веса M , как показано в табл. 4.5. Если средний термический коэффициент расширения $\alpha_{21} = (V_2 - V_1)/[V_0 (t_2 - t_1)]$ в

интервале температур t_2 и t_1 , то при линейной зависимости объема от температуры можно полагать, что $\alpha_{21} = a$. Тогда можно установить следующую связь между величиной α_{21} и величиной β :

$$\alpha_{21} = \beta / (1 - \beta t_1) (1 - \beta t_2). \quad (4.25)$$

В ряде случаев, кроме того, приближенно можно полагать, что $\gamma \cong d_1 \alpha_{21}$. Для быстрого определения α_{21} можно пользоваться данными Кусакова, приведенными в табл. 4.6.

Погрешность, получаемая при допущении $\alpha_{21} \cong \beta$, составляет $\beta^2 (t_1 + t_2)$.

Коэффициент термического расширения зависит не только от плотности, но и от температуры. Особенно большие изменения коэффициента термического расширения характерны для парафинистых нефтепродуктов.

Изменение удельного объема (или плотности) в зависимости от давления оценивается коэффициентом сжатия $(1/V_0) (dV/dp)$, значительно уменьшающимся с увеличением давления, причем это уменьшение для различных жидкостей одинаково и отличается лишь постоянным множителем. С увеличением давления коэффициент сжа-

4.7. Зависимость коэффициентов m и n от температуры t

$t, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60	80	100
$m, 10^4 \text{ л МПа}^{-1}$	5,83	6,12	6,35	6,55	6,68	6,76
$n, 10^6 \text{ л МПа}^{-2}$	1,455	1,319	1,172	1,067	0,989	0,931

тия уменьшается тем больше, чем больше давление.

Для всех смазочных масел минерального и органического происхождения изменение плотности в зависимости от изменения давления оказывается одинаковым не только качественно, но и количественно, и в пределах до 350 МПа при постоянной температуре может быть выражено формулой

$$d_p = d_0 (1 + mp - np^2), \quad (4.26)$$

где m, n — коэффициенты, имеющие значения, приведенные в табл. 4.7.

С увеличением давления коэффициент термического расширения уменьшается значительно слабее, чем коэффициент сжатия. При низких давлениях коэффициент сжатия с повышением температуры увеличивается.

Теплоемкость. Знание теплоемкости необходимо для любого теплового расчета подшипника. Теплоемкость различных нефтепродуктов колеблется в довольно узких пределах 1700 ... 2500 Н·м²/(С²·градус) и заметным образом изменяется с температурой, возрастая с ее увеличением. С увеличением давления теплоемкость сначала уменьшается при 200 ... 300 МПа, достигая минимума, составляющего 0,9 первоначального значения, а затем возрастает, но весьма медленно. В большинстве случаев теплоемкость нефтепродуктов уменьшается с возрастанием плотности, т. е. с возрастанием молекулярного веса нефтепродуктов парафинового ряда. У углеводородов ароматического ряда зависимость обратная.

Для подсчета теплоемкости удобна формула Крагое:

$$c = A/\sqrt{d_{15}} + 3,77 (t - 15), \quad (4.27)$$

где $A = 1780$ для масел парафинового основания, $A = 1738$ для масел смешанного основания и $A = 1696$ для масел нафтенного основания.

Можно также пользоваться формулой Крауссольда:

$$c = a + 4,61 (t - 15), \quad (4.28)$$

где $a = 2978 - 1290d_{15}$ при $d_{15} < 0,9$; $a = 3925 - 2146d_{15}$ при $d_{15} > 0,9$.

Для более точных расчетов можно пользоваться формулой Фаллона и Ватсона:

$$c = \left[829 + \frac{779}{d_{15}} + \left(3,389 + \frac{1,248}{d_{15}} \right) t \right] \times (0,05K + 0,41), \quad (4.29)$$

где K — характеризующий фактор, определяемый по выражению

$$K = \sqrt[3]{1,8t_{\text{кип}} + 491,7/d_{15}},$$

где K — температура кипения нефтепродуктов.

Для продуктов парафинового основания $K = 12,2 \dots 12,5$, смешанного основания $K = 11,8 \dots 12,0$ и нафтенного основания $K = 11,0 \dots 11,5$. Этой формулой можно пользоваться в интервале температур от нуля до температуры кипения для всех жидких нефтепродуктов.

Теплопроводность. При обычной температуре коэффициент теплопроводности λ для углеводородов и смазочных масел находится в пределах (0,12 ... 0,17) Вт/(м·°С) и весьма медленно падает с ростом температуры.

С достаточной степенью точности можно считать, что

$$\lambda_t = \lambda_0 [1 - \alpha (t - t_0)], \quad (4.30)$$

4.8. Значения λ_0 и α в формуле (4.30) для различных масел

Масло	Каменно-розовое	Оливковое	Льняное	Цилиндровое (среднее)	Трансформаторное	Парафиновое
λ_0 , Вт/(м·°С)	0,1830	0,1697	0,1646	0,1550	0,1357	0,1257
α , 10^4 градус $^{-1}$	5,00	3,50	5,0	4,1	6,0	5,5

где λ_0 — коэффициент теплопроводности при $t = t_0$.

Значения λ_0 [Вт/(м·°С)] при $t = 0$ °С для расчетов λ_t в пределах температур до 150 °С приведены в табл. 4.8.

Падение теплопроводности минеральных масел и других органических жидкостей с ростом температуры подтверждается многими исследованиями. Для определения значений λ минеральных масел существует формула Крагое, обобщающая многочисленные экспериментальные данные:

$$\lambda = (0,1174/d_{15}) (1 - 5,4 \cdot 10^{-4} t) \text{ °С}.$$

Эта формула применима при $d_{15} = 0,780 \dots 0,950$ и при температурах от 0 до 200 °С. Формула Крагое, по-видимому, может быть применена и для других органических жидкостей.

С увеличением давления теплопроводность органических жидкостей и масел растет, но при высоких давлениях эффект влияния давления меньше, чем при низких.

p , МПа	98,1	196,2	392,4
λ_0 при давлении p . .	1,185	1,314	1,502
λ_0 при атмосферном давлении			

Для керосина с $\lambda_t = 0,1395$ Вт/(м·°С) при 75 °С действует отношение Бриджмена.

4.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ ПОД ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКОЙ

4.2.1. Методика расчета радиальных цилиндрических подшипников

Расчет подшипников состоит в определении их правильного безотказного функционирования, при котором рабочие параметры — удельные давления, температуры, минимальные толщины смазочного слоя, определяемые в различных условиях эксплуатации, должны находиться в допустимых пределах.

Методика расчета радиальных цилиндрических подшипников основана на решении краевой задачи с использованием уравнений (4.9), (4.10) или (4.11). Решение основано на выполнении условия ламинарности потока в несущем смазочном слое, определяемого с помощью критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{\pi d n p s}{2 \mu_{эф}} \leq 41,3 \sqrt{\frac{d}{s}}. \tag{4.31}$$

Исходными данными для расчета являются характеристики режима работы и геометрические параметры подшипникового узла: нагрузка, частота вращения, температурно-вязкостная характеристика смазочного материала, конструктивные размеры опоры. Целью расчета является проверка критериев работоспособности подшипника. При расчете определяются минимальная

толщина смазочного слоя, несущая способность, потери мощности на трение, требуемый расход смазочного материала в опоре, температура в смазочном слое.

Взаимосвязь указанных характеристик обусловлена выполнением равенства тепловых потоков, выделяющегося в режиме эксплуатации подшипника и отводимого в окружающую среду, что предусматривает использование в правомидом расчете итерационного метода.

Для получения оптимальных характеристик подшипниковой опоры можно производить вариации ее размеров или условий работы.

Связь между безразмерными и размерными рабочими характеристиками подшипников показана в приведенных ниже зависимостях.

Несущая способность подшипника:

$$\xi = \frac{F \psi_{\Phi}^2}{dl \mu_{\Phi} \omega} \quad (4.32)$$

Угол равновесного положения вектора нагрузки F и линии центров OO_1 (рис. 4.7, а):

$$\beta = \arctg \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^l p \sin \varphi \, d\varphi \, dz}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^l p \cos \varphi \, d\varphi \, dz} \quad (4.33)$$

Характеристики сопротивления вращения в нагруженной зоне смазочного слоя:

$$\xi = \frac{F_{\text{тр}} \psi_{\Phi}}{dl \mu_{\Phi} \omega} \quad (4.34)$$

$$\frac{f}{\psi_{\Phi}} = \frac{\xi}{\xi'}; \quad f = \frac{F_{\text{тр}}}{F} \quad (4.35)$$

Характеристика сопротивления вращению с учетом потерь на трение в нагруженной и ненагруженной зонах смазочного слоя:

$$\xi' = \frac{F'_{\text{тр}} \psi_{\Phi}}{dl \mu_{\Phi} \omega} \quad (4.36)$$

$$\frac{f'}{\psi_{\Phi}} = \frac{\xi'}{\xi}; \quad f' = \frac{F'_{\text{тр}}}{F} \quad (4.37)$$

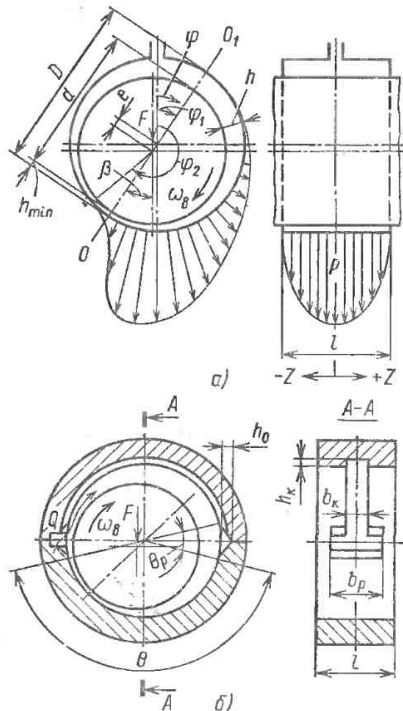


Рис. 4.7. Схемы нагружения радиального подшипника: а — с подачи смазочного материала через отверстие; б — с подачей смазочного материала через канавки и карманы

Если подвод смазки осуществляется через смазочное отверстие, окружающую канавку и карманы, как показано на рис. 4.7, б, то сила трения $F'_{\text{тр}}$ с учетом режимов течения смазочного материала в указанных трактах

$$F'_{\text{тр}} = \frac{\mu_{\Phi} \omega l d}{\psi_{\Phi}} \left[\frac{f'}{\psi_{\Phi}} \xi - \frac{|b_p|}{l} \left(\frac{\theta_p}{2\sqrt{1-\xi^2}} - \frac{\psi_{\Phi} d}{2b_p} \right) - \frac{b_k}{l} \left(\frac{\theta_k}{2\sqrt{1-\varepsilon^2}} - \frac{\psi_{\Phi} d}{2h_k} \xi_k \right) \right] \quad (4.38)$$

где ξ_p и ξ_h — характеристики потерь на трение в кармане и канавке:

$$\xi_p = 0,5\theta_p (4 + 0,0012 \text{Re}_p^{0,94}); \quad (4.39)$$

$$\xi_h = 0,5\theta_h (4 + 0,0012 \text{Re}_h^{0,94}), \quad (4.40)$$

здесь Re_p , Re_h — числа Рейнольдса для течения смазочного материала в кармане и канавке:

$$\text{Re}_p = \frac{\rho\omega h_p d}{2\mu_{\text{эф}}}; \quad (4.41)$$

$$\text{Re}_h = \frac{\rho\omega h_h d}{2\mu_{\text{эф}}}. \quad (4.42)$$

Потери мощности на трение в нагруженной зоне подшипника

$$P_{\text{тр}} = fFv. \quad (4.43)$$

Если циркуляция смазочного материала полностью охватывает шейку вала, то потери мощности с учетом размеров ненагруженной зоны подшипника

$$P'_{\text{тр}} = f'Fv. \quad (4.44)$$

Расход смазочного материала из нагруженной зоны подшипника через торцы, обусловленный развивающимся гидродинамическим давлением:

$$Q_1 = d^3\psi_{\text{эф}}\omega q_1. \quad (4.45)$$

Окружной расход смазочного материала на выходе из нагруженной зоны подшипника

$$Q_{x_2} = d^3\psi_{\text{эф}}\omega q_{x_2}. \quad (4.46)$$

где q_{x_2} — безразмерный коэффициент расхода:

$$q_{x_2} = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{h}{2} - \frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \Big|_{x=x_2} dz.$$

С достаточной точностью расчета q_{x_2} может быть аппроксимирован зависимостью

$$q_{x_2} = 0,125 (1 - \varepsilon). \quad (4.47)$$

Окружной расход, определяемый количеством смазки, налипшей на шейку вала [4.1],

$$Q_{H_c} = d^3\psi_{\text{эф}}\omega q_{H_c}, \quad (4.48)$$

$$\text{где } q_{H_c} = \frac{0,75}{s} \sqrt{\frac{\mu_{\text{эф}}}{\rho\omega}}.$$

Дополнительный расход смазочного материала, обусловленный давлением подачи,

$$Q_2 = \frac{d^3\psi_{\text{эф}}^3 p_e}{\mu_{\text{эф}}} q_2. \quad (4.49)$$

Общий расход смазочного материала в подшипнике

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (4.50)$$

Обычно $p_e = 0,05 \dots 0,2$ МПа. Безразмерный коэффициент q_2 зависит от конструкции устройства подвода смазки.

Смазочные отверстия, канавки и карманы располагаются в ненагруженной зоне и служат для распределения потока масла по длине подшипника (см. рис. 4.7, б). Обычно глубина канавок и карманов более чем в 50 раз превышает толщину смазочного слоя. Относительная длина карманов должна удовлетворять соотношению $b_p/l < 0,7$ (см. рис. 4.7, б).

Безразмерные рабочие характеристики подшипников ζ , β , f/ψ , f'/ψ , q_1 в зависимости от геометрических параметров θ , l/d , ε приведены в табл. 4.9, а в табл. 4.10 даны формулы для определения q_2 в зависимости от способа подачи смазочного материала.

Эффективная (рабочая) температура t несущего смазочного слоя определяется из уравнения теплового баланса, т. е. равновесия между тепловыделением от трения в подшипнике $P_{\text{тр}}$ и отводом теплоты потоком масла P_A и конвективной теплопередачей P_A .

При картерной (кольцевой) смазке, т. е. без принудительной циркуляции смазочного материала под давлением, тепловой баланс выражается равенством:

$$P_{\text{тр}} = P_A = kA (t_{\text{п}} - t_a), \quad (4.51)$$

где $P_{\text{тр}}$ определяется с учетом уравнений (4.7) или (4.8) в зависимости от конструкции подшипника; k — коэффициент теплопередачи, выбираемый

4.9. Безразмерные рабочие характеристики легко и средненагруженных радиальных цилиндрических подшипников скольжения

ϵ	β	ζ	f/ψ	f/ψ	α_2
$\theta = 360^\circ; l/d = 1,5$					
0,2	72,5236	0,4273	7,5992	4,9684	0,0477
0,4	62,6588	1,0005	3,6035	2,6582	0,0935
0,6	51,9692	1,9724	2,2272	1,6695	0,1361
0,8	38,1601	4,6824	1,3653	1,0736	0,1759
0,9	27,9610	10,1382	0,9218	0,7604	0,1939
0,925	24,6184	13,8256	0,7906	0,6678	0,1980
0,95	19,8007	22,0440	0,6173	0,5359	0,2015
0,975	13,5971	48,8429	0,4040	0,3586	0,2036
$\theta = 360^\circ; l/d = 1,25$					
0,2	73,3427	0,3410	9,4978	6,2016	0,0444
0,4	62,6533	0,8155	4,3808	3,2457	0,0876
0,6	51,3901	1,6715	2,5837	1,9257	0,1287
0,8	37,2474	4,2107	1,4855	1,1285	0,1679
0,9	27,2701	9,4621	0,9678	0,7949	0,1860
0,925	23,9586	13,0839	0,8197	0,6900	0,1901
0,95	19,3045	21,1271	0,6332	0,5484	0,1936
0,975	13,3154	47,5332	0,4097	0,3631	0,1959
$\theta = 360^\circ; l/d = 1,0$					
0,2	74,2080	0,2492	12,9580	8,4489	0,0394
0,4	62,5744	0,6110	5,7868	4,2721	0,0785
0,6	50,4545	1,3182	3,2102	2,3761	0,1164
0,8	36,0278	3,5955	1,6915	1,2766	0,1533
0,9	26,3685	8,5203	1,0457	0,8537	0,1708
0,925	23,0726	12,0342	0,8682	0,7275	0,1748
0,95	18,6392	19,7990	0,6599	0,5696	0,1783
0,975	12,9388	45,5721	0,4193	0,3710	0,1808
$\theta = 360^\circ; l/d = 0,75$					
0,2	75,0220	0,1584	20,3909	13,2372	0,0325
0,4	62,2584	0,3993	8,7606	6,1830	0,0650
0,6	49,3554	0,9155	4,5167	3,3161	0,0972
0,8	34,5144	2,7848	2,1067	1,5712	0,1292
0,9	25,1887	7,1614	1,1979	0,9696	0,1447
0,925	21,8823	10,4611	0,9627	0,8010	0,1483
0,95	17,7393	17,7363	0,7119	0,6114	0,1516
0,975	12,4264	42,3829	0,4384	0,3869	0,1530
$\theta = 360^\circ; l/d = 0,5$					
0,2	75,8188	0,0778	41,2641	26,8322	0,0223
0,4	61,7628	0,2026	17,0875	12,0101	0,0468
0,6	47,9703	0,4995	8,0837	5,8561	0,0703
0,8	32,9653	1,7400	3,2267	2,3698	0,0938
0,9	23,5037	5,1579	1,5768	1,2604	0,1054
0,925	20,3171	7,9168	1,2050	0,9920	0,1082
0,95	16,5292	14,1757	0,8449	0,7198	0,1107
0,975	11,7164	36,4380	0,4870	0,4150	0,1128

α	β	ζ	f/ψ	f/ψ	a_1
$\theta = 360^\circ; l/d = 0,25$					
0,2	75,8522	0,0209	153,2452	99,5571	0,0123
0,4	61,4843	0,0560	61,5567	41,8879	0,0246
0,6	47,4076	0,1460	27,1065	18,7058	0,0368
0,8	31,2896	0,6053	8,8577	6,3961	0,0492
0,9	21,5315	2,2037	3,4356	2,6972	0,0553
0,925	18,5306	3,6707	2,3994	1,9424	0,0568
0,95	15,0780	7,3466	1,4931	1,2546	0,0582
0,975	10,7792	22,6665	0,7149	0,5632	0,0595
$\theta = 180^\circ; l/d = 1,5$					
0,2	66,6767	0,3781	8,5718	4,5565	0,0385
0,4	54,2395	0,8711	4,0972	2,4424	0,0628
0,6	44,2171	1,7528	2,4496	1,6803	0,0755
0,8	32,5820	4,3531	1,4182	1,1391	0,0750
0,9	24,2560	9,6987	0,9161	0,7960	0,0675
0,925	21,5177	13,4451	0,7846	0,6782	0,0632
0,95	18,6557	20,5259	0,6423	0,5495	0,0589
0,975	12,6652	47,2761	0,4059	0,3701	0,0501
$\theta = 180^\circ; l/d = 1,25$					
0,2	67,7085	0,3106	10,4155	5,5146	0,0369
0,4	55,2027	0,7326	4,8431	2,8666	0,0615
0,6	44,3642	1,5312	2,7744	1,8931	0,0748
0,8	32,4491	3,9819	1,5296	1,2240	0,0747
0,9	24,0337	9,2279	0,9643	0,8220	0,0682
0,925	21,2470	12,8584	0,8106	0,7075	0,0642
0,95	18,4330	19,9471	0,6549	0,5589	0,0601
0,975	12,3471	46,7535	0,4066	0,3706	0,0507
$\theta = 180^\circ; l/d = 1,0$					
0,2	69,0182	0,2328	13,8683	7,3068	0,0338
0,4	56,4093	0,5601	6,2861	3,6873	0,0575
0,6	44,5890	1,2448	3,3652	2,2797	0,0729
0,8	32,3681	3,4514	1,7312	1,3799	0,0735
0,9	23,7701	8,4037	1,0390	0,9061	0,0679
0,925	20,8981	11,9405	0,8574	0,7446	0,0640
0,95	18,1351	18,5775	0,6910	0,5894	0,0601
0,975	11,9017	45,7710	0,4094	0,3754	0,0513
$\theta = 180^\circ; l/d = 0,75$					
0,2	70,5349	0,1513	21,2824	11,1513	0,0289
0,4	57,8558	0,3810	9,1663	5,3207	0,0513
0,6	45,0124	0,8883	4,6320	3,1078	0,0660
0,8	32,3128	2,6987	2,1540	1,7050	0,0698
0,9	23,3367	7,1385	1,1880	1,0322	0,0649
0,925	20,4384	10,4252	0,9546	0,8278	0,0617
0,95	17,5793	16,7465	0,7469	0,6390	0,0580
0,975	11,2948	43,5128	0,4204	0,3801	0,0513

α	β	ζ	F/ψ	f/ψ	q_2
$\theta = 180^\circ; l/d = 0,5$					
0,2	72,2939	0,0747	43,0117	22,4028	0,0213
0,4	58,1928	0,2002	17,2897	9,9610	0,0394
0,6	45,6971	0,4900	8,2284	5,4518	0,0522
0,8	31,5756	1,7222	3,2498	2,5502	0,0573
0,9	22,2460	5,1676	1,5666	1,3352	0,0547
0,925	19,7514	7,8436	1,2104	1,0390	0,0530
0,95	16,5935	13,8520	0,8620	0,7419	0,0508
0,975	10,7691	38,0550	0,4601	0,4120	0,0451
$\theta = 180^\circ; l/d = 0,25$					
0,2	73,9364	0,0190	169,0777	87,6215	0,0110
0,4	59,6743	0,0537	64,0354	36,5135	0,0214
0,6	45,5631	0,1465	27,0145	16,9891	0,0295
0,8	30,5214	0,6054	8,8522	6,0472	0,0339
0,9	21,4482	2,1725	3,4821	2,7036	0,0334
0,925	19,5175	3,4617	2,5430	2,0119	0,0332
0,95	14,9385	7,3485	1,4916	1,2603	0,0321
0,975	9,4617	23,4266	0,6837	0,5668	0,0299
$\theta = 150^\circ; l/d = 1,5$					
0,2	61,7703	0,3058	10,5742	4,7678	0,0288
0,4	47,9337	0,7380	4,7933	2,4890	0,0445
0,6	39,8508	1,5547	2,7181	1,6599	0,0521
0,8	30,2152	4,0616	1,4905	1,1082	0,0501
0,9	23,4459	9,2073	0,9618	0,7712	0,0437
0,925	20,4230	13,0508	0,7949	0,6551	0,0403
0,95	17,2620	20,5699	0,6301	0,5250	0,0365
0,975	12,3960	46,5565	0,4083	0,3500	0,0325
$\theta = 150^\circ; l/d = 1,25$					
0,2	62,7765	0,2588	12,4784	5,6040	0,0283
0,4	48,8773	0,6374	5,5282	2,8501	0,0445
0,6	40,2801	1,3806	3,0383	1,8436	0,0526
0,8	30,2311	3,7472	1,5987	1,1844	0,0509
0,9	23,4326	8,6906	1,0083	0,8002	0,0447
0,925	20,2954	12,4741	0,8232	0,6805	0,0413
0,95	17,1592	19,8337	0,6474	0,5425	0,0375
0,975	12,2987	45,3826	0,4154	0,3705	0,0334
$\theta = 150^\circ; l/d = 1,0$					
0,2	64,1708	0,2022	15,9459	7,1228	0,0268
0,4	50,1904	0,5099	6,8759	3,5100	0,0434
0,6	41,1351	1,1434	3,6318	2,1757	0,0526
0,8	30,2445	3,2967	1,7897	1,3189	0,0511
0,9	22,9634	8,0787	1,0677	0,8862	0,0450
0,925	20,1150	11,5986	0,8719	0,7488	0,0419
0,95	16,9456	18,7837	0,6741	0,5636	0,0383
0,975	12,1844	43,3026	0,4294	0,3760	0,0339

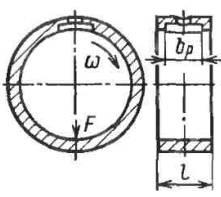
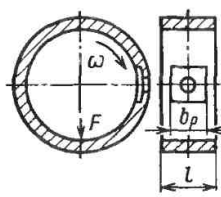
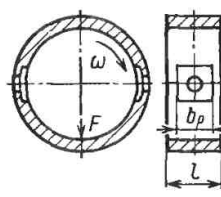
ϵ	β	ξ	f'/ψ	f/ψ	q_1
$\theta = 150^\circ; U/d = 0,75$					
0,2	65,9611	0,1367	23,5537	10,4496	0,0238
0,4	51,9963	0,3561	9,7827	4,9274	0,0400
0,6	42,1174	0,8372	4,8918	2,8877	0,0500
0,8	30,6367	2,6068	2,2110	1,6154	0,0497
0,9	22,6695	6,9438	1,2114	1,0008	0,0443
0,925	19,8534	10,1662	0,9704	0,8155	0,0415
0,95	16,6812	16,9409	0,7302	0,6080	0,0382
0,975	11,9044	40,5953	0,4488	0,3809	0,0337
$\theta = 150^\circ; U/d = 0,5$					
0,2	67,9821	0,0706	45,4882	20,0289	0,0184
0,4	54,2896	0,1899	18,2097	9,0211	0,0323
0,6	43,0078	0,4775	8,4291	4,9152	0,0412
0,8	30,3047	1,6927	3,2951	2,3785	0,0431
0,9	22,1859	5,0335	1,6018	1,2930	0,0402
0,925	19,6600	7,5834	1,2460	1,0220	0,0385
0,95	16,3781	13,2552	0,8946	0,7383	0,0361
0,975	11,4673	34,9703	0,5012	0,4245	0,0317
$\theta = 150^\circ; U/d = 0,25$					
0,2	70,1417	0,0185	173,6574	75,8912	0,0099
0,4	56,4804	0,0529	65,0018	31,7011	0,0185
0,6	43,9464	0,1447	27,3510	15,6846	0,0248
0,8	29,8093	0,6008	8,9143	6,3433	0,0269
0,9	21,2152	2,1539	3,5090	2,6112	0,0259
0,925	18,3268	3,5871	2,4504	1,9114	0,0251
0,95	15,8538	6,8272	1,6035	1,2707	0,0244
0,975	10,7917	21,4295	0,7510	0,6315	0,0221
$\theta = 120^\circ; U/d = 1,5$					
0,2	56,6763	0,2196	14,6822	5,3943	0,0195
0,4	42,0362	0,5536	6,3258	2,7433	0,0264
0,6	34,5662	1,2672	3,2692	1,7133	0,0335
0,8	27,0973	3,6108	1,6323	1,0858	0,0308
0,9	21,2301	8,7261	0,9889	0,7680	0,0254
0,925	19,1732	12,2582	0,8264	0,6673	0,0235
0,95	16,2459	19,7605	0,6420	0,5148	0,0209
0,975	12,5263	42,6121	0,4375	0,3537	0,0181
$\theta = 120^\circ; U/d = 1,25$					
0,2	58,2103	0,1848	17,4382	6,3717	0,0191
0,4	42,9530	0,4869	7,1767	3,0911	0,0287
0,6	35,0689	1,1449	3,6023	1,8732	0,0338
0,8	27,2067	3,3665	1,7382	1,1514	0,0313
0,9	21,2163	8,3078	1,0304	0,7984	0,0263
0,925	19,0681	11,7869	0,8526	0,6911	0,0243
0,95	16,1962	19,0952	0,6594	0,5305	0,0223
0,975	12,4971	41,1775	0,4488	0,3751	0,0189

α	β	ζ	P/ψ	I/ψ	q_1
$\theta = 120^\circ; U/d = 1,0$					
0,2	59,3987	0,1530	21,0369	7,6506	0,0188
0,4	44,1285	0,4075	8,5506	3,6497	0,0288
0,6	35,8837	0,9779	4,1915	2,1578	0,0336
0,8	27,3600	3,0094	1,9237	1,2665	0,0316
0,9	21,2549	7,6581	1,1043	0,8525	0,0270
0,925	18,9981	11,0222	0,9007	0,7282	0,0251
0,95	16,1452	18,0536	0,6894	0,5418	0,0225
0,975	12,4702	39,7924	0,4606	0,3896	0,0197
$\theta = 120^\circ; U/d = 0,75$					
0,2	61,3045	0,1102	29,1962	10,5409	0,0175
0,4	45,8179	0,3010	11,5302	4,8583	0,0277
0,6	37,1249	0,7471	5,4372	2,7565	0,0328
0,8	27,9978	2,4401	2,3336	1,5185	0,0318
0,9	21,1836	6,6561	1,2454	0,9561	0,0273
0,925	18,9015	9,7602	0,9969	0,7665	0,0255
0,95	15,9688	16,4057	0,7440	0,5905	0,0229
0,975	12,3551	37,1528	0,4849	0,4010	0,0202
$\theta = 120^\circ; U/d = 0,5$					
0,2	63,7072	0,0611	52,6020	18,8173	0,0144
0,4	48,3597	0,1713	20,1556	8,3305	0,0238
0,6	39,0125	0,4446	9,0214	4,4692	0,0295
0,8	27,9610	1,6413	3,3776	2,1664	0,0297
0,9	20,9013	4,9561	1,6148	1,2272	0,0263
0,925	18,9454	7,4106	1,2659	0,9624	0,0250
0,95	15,6856	13,2503	0,8878	0,6913	0,0227
0,975	11,9048	31,9505	0,5481	0,4365	0,0199
$\theta = 120^\circ; U/d = 0,25$					
0,2	66,2399	0,0169	190,0235	67,3268	0,0082
0,4	51,4320	0,0507	67,7051	27,3570	0,0148
0,6	41,1596	0,1387	28,5117	13,7269	0,0190
0,8	28,6466	0,5892	9,0777	5,6831	0,0199
0,9	20,7885	2,1244	3,5523	2,5177	0,0185
0,925	17,9741	3,5485	2,4728	1,8782	0,0176
0,95	14,8377	7,0378	1,5512	1,1951	0,0165
0,975	11,0159	20,7702	0,7739	0,6091	0,0153
$\theta = 90^\circ; U/d = 1,5$					
0,2	53,3402	0,1176	27,3550	7,6276	0,0114
0,4	37,1665	0,3301	10,5034	3,5400	0,0159
0,6	28,9167	0,8642	4,6881	1,9758	0,0174
0,8	23,2037	2,8817	1,9776	1,1041	0,0151
0,9	18,8315	7,6366	1,0890	0,7487	0,0125
0,925	17,1845	11,0261	0,8865	0,6235	0,0115
0,95	14,9265	18,2683	0,6731	0,5097	0,0105
0,975	11,5294	40,8914	0,4432	0,3541	0,0097

α	β	ξ	f'/ψ	f/ψ	σ_z
$\theta = 90^\circ; U/d = 1,25$					
0,2	54,1165	0,1069	30,0617	8,3605	0,0155
0,4	37,6101	0,3074	11,2660	3,7860	0,0161
0,6	29,1984	0,8008	5,0500	2,1145	0,0178
0,8	23,3782	2,7190	2,0844	1,1605	0,0158
0,9	18,8570	7,3176	1,1304	0,7752	0,0131
0,925	17,2396	19,5982	0,9172	0,6451	0,0121
0,95	14,9080	17,5885	0,6942	0,5190	0,0110
0,975	11,5117	39,9392	0,4513	0,3601	0,0099
$\theta = 90^\circ; U/d = 1,0$					
0,2	55,8145	0,0893	35,9792	9,9463	0,0112
0,4	38,6932	0,2660	13,0103	4,3350	0,0163
0,6	29,8006	0,7105	5,6762	2,3567	0,0183
0,8	23,6536	2,4774	2,2740	1,2576	0,0165
0,9	19,0430	6,8030	1,2062	0,8233	0,0138
0,925	17,2021	10,0115	0,9626	0,6735	0,0126
0,95	14,9196	16,8158	0,7206	0,5377	0,0115
0,975	11,4801	38,4785	0,4645	0,3699	0,0103
$\theta = 90^\circ; U/d = 0,75$					
0,2	56,9444	0,0724	44,3583	12,2068	0,0109
0,4	40,2697	0,2094	16,4973	5,4332	0,0163
0,6	30,8700	0,5746	6,9886	2,8638	0,0185
0,8	24,1523	2,0933	2,6649	1,4568	0,0171
0,9	18,9534	6,0576	1,3360	0,9064	0,0143
0,925	17,1651	9,0204	1,0531	0,7373	0,0132
0,95	14,8237	15,3757	0,7759	0,5780	0,0117
0,975	11,4400	36,0784	0,4880	0,3878	0,0103
$\theta = 90^\circ; U/d = 0,5$					
0,2	59,7580	0,0436	73,5600	20,0318	0,0096
0,4	42,7063	0,1320	26,0987	8,4393	0,0151
0,6	32,7660	0,3731	10,6866	4,2761	0,0176
0,8	24,8677	1,4685	3,7338	2,0008	0,0168
0,9	19,1302	4,6261	1,7054	1,1418	0,0143
0,925	17,1373	7,1405	1,2942	0,8704	0,0132
0,95	14,7154	12,6882	0,9136	0,6752	0,0118
0,975	11,2711	31,5255	0,5438	0,4308	0,0103
$\theta = 90^\circ; U/d = 0,25$					
0,2	62,8374	0,0137	234,8592	63,2038	0,0061
0,4	46,1719	0,0435	79,0197	24,8942	0,0103
0,6	35,8747	0,01276	30,9565	11,9186	0,0129
0,8	26,2754	0,5626	9,4840	4,9014	0,0130
0,9	19,4224	2,0827	3,6103	2,2860	0,0114
0,925	17,2907	3,4340	2,5451	1,6958	0,0108
0,95	14,5522	6,8003	1,5989	1,1093	0,0099
0,975	10,6630	20,2802	0,7873	0,5875	0,0087

4.10. Формулы для определения коэффициента расхода q_2 в зависимости от способа подачи смазочного материала

Способ подачи смазочного материала	Эскизы	Коэффициент расхода q_2
1. Через смазочное отверстие, расположенное против направления нагрузки		$q_2 = \frac{\pi}{48} \frac{(1 + e)^3}{\ln\left(\frac{l}{d_0}\right) q_0};$ $q_0 = 1,204 + 0,368 \left(\frac{d_0}{l}\right) - 1,046 \left(\frac{d_0}{l}\right)^2 + 1,942 \left(\frac{d_0}{l}\right)^3$
2. Через смазочное отверстие, расположенное под углом 90° к направлению нагрузки		$q_2 = \frac{\pi}{48} \frac{1}{\ln\left(\frac{l}{d_0}\right) q_0};$ q_0 — по пункту 1
3. Через два смазочных отверстия, расположенных под углом $\pm 90^\circ$ к направлению нагрузки		$q_2 = \frac{\pi}{48} \frac{2}{\ln\left(\frac{l}{d_0}\right) q_0};$ q_2 — по пункту 1
4. По смазочной (окружной) канавке		$q_2 = \frac{D}{48(l - b_k)} \times$ $\times [(\varphi_E - \varphi_A) \times$ $\times (1 + 1,5e^2) + (3e + e^2) \times$ $\times (\sin \varphi_E - \sin \varphi_A) +$ $+ 0,75e^2 (\sin 2\varphi_E -$ $- \sin 2\varphi_A) - \frac{e^3}{3} \times$ $\times (\sin^3 \varphi_E - \sin^3 \varphi_A)]$

Способ подачи смазочного материала	Эскиз	Коэффициент расхода q_2
<p>5. Через смазочный карман, расположенный против направления нагрузки</p>		<p>при $\varphi_E = 90^\circ$; $\varphi_A = -90^\circ$ (180° — канавка);</p> $q_2 = \frac{D}{48(l - b_k)} \times$ $\times [\pi(1 + 1,5\epsilon^2) + 6\epsilon + 1,33\epsilon^3]$ $q_2 = \frac{\pi}{6} \frac{(1 + \epsilon)^3}{\ln\left(\frac{l}{b_p}\right)} q_p$ $q_p = 1,188 +$ $+ 1,582 \left(\frac{b_p}{l}\right) - 2,585 \times$ $\times \left(\frac{b_p}{l}\right)^2 + 5,563 \left(\frac{b_p}{l}\right)^3$ <p>при $0,05 \leq \frac{b_p}{l} \leq 0,7$</p>
<p>6. Через смазочный карман, расположенный под углом 90° к направлению нагрузки</p>		$q_2 = \frac{\pi}{6} \frac{1}{\ln\left(\frac{l}{b_p}\right)} q_p$ <p>q_p — по п. 5</p>
<p>7. Через два смазочных кармана, расположенных под углом $\pm 90^\circ$ к направлению нагрузки</p>		$q_2 = \frac{\pi}{6} \frac{2}{\ln\left(\frac{l}{b_p}\right)} q_p$ <p>q_p — по п. 5</p>

в пределах 15 ... 20 Вт/(м²·°C). А — площадь теплопередающей поверхности подшипника, м².

При естественном охлаждении корпуса подшипника и при его обдуве вентилятором со скоростью потока $w_a > 1,2$ м/с

$$k = 7 + 12 \sqrt{w_a}. \quad (4.52)$$

При принудительной циркуляционной смазке подшипника теплопередачей P_A можно пренебречь, и тогда охлаждение обеспечивается за счет теплоты, уносимой маслом, а тепловой баланс выражается зависимостью

$$P_{TP} = P_Q = \rho c Q (t_2 - t_1), \quad (4.53)$$

где удельная объемная теплоемкость минеральных масел $\rho c \approx 1,8 \cdot 10^6$ Дж/(м³·°C).

В уравнении теплового баланса (4.51) температура масла на входе в нагруженную зону смазочного слоя подшипника равна температуре среды, окружающей подшипник, $t_1 = t_a$, а за эффективную температуру смазочного слоя принята температура подшипника $t_{\text{эф}} = t_{\text{п}}$. Так как все рабочие характеристики, в том числе и P_{TP} , зависят от $t_{\text{эф}}$ и $t_{\text{п}}$, то для выполнения баланса, описанного уравнением (4.51), в начале расчета задают $t_{\text{эф}} = t_{\text{п}}$ (обычно $t_{\text{п}} = t_a + 20$ °C) и определяют в конце каждого шага расчета температуру подшипника. Полученное значение $t_{\text{п}}$ сравнивают с заданным. В случае их несоответствия, для каждого последующего шага $t_{\text{п}}$ корректируется до удовлетворения заданной точности (обычно 1 °C).

Для принудительной циркуляционной смазки с подачей смазочного материала непосредственно в нагруженную для расчетов зону по формуле (4.53) необходимо определить температуры как на входе в нагруженную зону смазочного слоя (t_1), так и на выходе из нее (t_2). За известную величину принимается температура t_a масла, поступающего в подшипник. Тогда с учетом (4.46) и (4.48) при условии $Q_{\text{Нс}} > Q_{x_2}$ и $\rho c = \text{const}$ уравнение теплового баланса в потоке масла принимает вид:

$$Q_{x_1} t_1 = Q_1 t_a + Q_{x_2} (t_1 + \Delta t) \quad (4.54)$$

и с учетом того, что $Q_{x_1} = Q_1 + Q_{x_2}$,

$$t_1 = t_a + \frac{Q_{x_2}}{Q_1} \Delta t, \quad (4.55)$$

$$\text{где } \Delta t = t_2 - t_1 = P_{TP} / (\rho c Q_1). \quad (4.56)$$

Правая часть выражения (4.55) вызывает нагрев потока масла, поступающего в подшипник, при его смешивании с окружающим потоком смазки Q_{x_2} , уходящим из нагруженной зоны смазочного слоя. Если $Q_{\text{Нс}} < Q_{x_2}$, что имеет место в легко нагруженных подшипниках, для определения t_1 используют зависимость [4.1]:

$$t_1 = t_a + \Delta t \frac{Q_{\text{Нс}}}{Q_1 + Q_{x_2} - Q_{\text{Нс}}}. \quad (4.57)$$

При подаче масла в ненагруженную зону (см. рис. 4.7, б) в ней также происходит тепловыделение, приводящее к росту температуры масла на $\Delta t = (P'_{TP} - P_{TP}) / (\rho c Q_2)$. Тогда выражения для теплового баланса (4.55) и температуры (4.56), (4.56) примут вид:

$$Q_{x_1} t_1 = Q_{x_2} (t_1 + \Delta t) + (Q - Q_2) \times (t_a + \Delta t'); \quad (4.58)$$

$$t_1 = t_a + \Delta t' + \frac{Q_{x_2}}{Q_1} \Delta t; \quad (4.59)$$

$$t_1 = t_2 + \Delta t' + \Delta t \frac{Q_{\text{Нс}}}{Q_1 + Q_{x_2} - Q_{\text{Нс}}}. \quad (4.60)$$

Эффективная температура смазочного слоя

$$t_{\text{эф}} = t_1 + 0,5 \Delta t. \quad (4.61)$$

Она определяется, как и в случае подачи смазки без давления, методом итерации. В обоих случаях для определения $t_{\text{эф}}$ можно использовать графическую интерполяцию.

При расчете опор контролируются предельные механические нагрузки и температуры, проверяется отсутствие износа поверхностей скольжения.

Пределы механических нагрузок должны удовлетворять условию прочности подшипниковых материалов:

$$p = F/d \leq [p]. \quad (4.62)$$

4.11. Допустимые давления $[p]$ на поверхности скольжения опоры подшипника по данным стандартов ИСО

Материал подшипника	$[p]$, МПа
Pb—Sn	7 (15) *
Cu—Pb, Al—Zn	7 (20)
Cu—Sn	7 (25)
Al—Sn	7 (18)

* В скобках даны значения $[p]$ для подшипников, работающих при низких скоростях скольжения.

4.12. Допустимые температуры $[t]$ в подшипниках скольжения

Смазка	$[t]$, °C, для вала диаметром	
	$d < 0,3$ м	$d \geq 0,3$ м
Циркуляционная под давлением	100	90
Картерная смазка	90	80

Допустимые давления $[p]$ для различных групп антифрикционных материалов для подшипников скольжения по данным стандартов ИСО 4381; 4382; 4383 приведены в табл. 4.11.

Допустимая температура t подшипника зависит от физических характеристик смазочных и подшипниковых материалов. Нормальный температурный режим эксплуатации подшипника не должен сопровождаться физико-механической деструкцией масел, ухудшением физико-механических характеристик антифрикционных материалов, значительными температурными деформациями в опорном узле. Обеспечение такого режима зависит от нагрузки на опору, ее размеров и способа

смазывания. Расчетные значения температур в подшипнике $t_{п}$ и в смазочном слое t_2 не должны превышать допустимых значений: $t_{п} \leq [t]$; $t_2 \leq [t]$.

Значения $[t]$ в соответствии с рекомендациями [4.3] приведены в табл. 4.12.

Во избежание старения масла его температура на сливе не должна превышать 80 °C [4.3]. Для выполнения этих температурных условий рекомендуется увеличить отношение объема масла в смазочной системе к объему подачи масла в единицу времени.

Отсутствие износа гарантируется, если смазочный материал обеспечивает полное разделение сопряженных поверхностей скольжения и выполняется условие:

$$h_{\min} > 0,5d\psi_{\text{эф}}(1 - \varepsilon) \leq [h], \quad (4.63)$$

$$[h] = Rz_1 + Rz_2 + y_0, \quad (4.63a)$$

где Rz_1 и Rz_2 — параметры шероховатости трущихся поверхностей соответственно вала и подшипника; y_0 — прогиб вала, определяемый в зависимости от максимального прогиба вала y_B по формуле

$$y_0 = 1,6y_B \frac{l}{L}, \quad (4.64)$$

здесь l — ширина подшипника; L — расстояние между серединами опор.

Для подшипников, расположенных на консолях,

$$y_0 = 1,595d \left[\left(\frac{l}{d} \right)^2 + 1,81 \right] \times \left(\frac{l}{d} \right)^2 p_m \cdot 10^{-6}, \quad (4.64a)$$

где p_m — удельная нагрузка, Па; y_0 — в мкм.

Рекомендуемые значения критических толщины смазочного слоя $[h]$ в зависимости от диаметра d вала и его окружной скорости на поверхности трения даны в табл. 4.13 [4.4].

При удельных давлениях на подшипник $p \geq 2,5$ МПа целесообразно применять различные способы гидростатического подъема вала для исключения износа при пусках и остановках.

Величина расчетного относительного вазора $\psi_{\text{эф}}$ зависит от посадки в сопряжении вала и подшипника и от харак-

4.13. Рекомендуемые значения критических толщин смазочного слоя h_c , мкм, в зависимости от диаметра вала и окружной скорости скольжения

Диаметр вала, d , мм	Окружная скорость вала v_B , м/с				
	0—1	1—3	3—10	10—30	св. 30
24—63	3	4	5	7	10
63—160	4	5	7	9	12
160—400	6	7	9	11	14
400—1000	8	9	11	13	16
1000—2500	10	12	14	16	18

4.14. Эмпирические значения средних относительных зазоров ψ_m в подшипнике, %

Диаметр вала d , мм	Окружная скорость вала v_B , м/с				
	0—3	3—10	10—25	25—50	50—125
До 100	1,32	1,5	1,9	2,24	2,24
100—250	1,12	1,32	1,6	1,9	2,24
Св. 250	1,12	1,12	1,32	1,6	1,9

терстиков их теплового расширения. В рабочем состоянии ($t = 20^\circ\text{C}$) относительный зазор в подшипнике определяется соотношениями:

$$\psi_{\max} = \frac{D_{\max} - d_{\min}}{d}; \quad (4.65)$$

$$\psi_{\min} = \frac{D_{\min} - d_{\max}}{d}; \quad (4.66)$$

$$\psi_m = 0,5 (\psi_{\max} + \psi_{\min}). \quad (4.67)$$

Если α_{1B} — коэффициент теплового расширения вала, а $\alpha_{1П}$ — коэффициент теплового расширения подшипника, то

$$\Delta\psi = (\alpha_{1П} - \alpha_{1B}) (t_{\text{эф}} - 20^\circ\text{C}). \quad (4.68)$$

Если вал и подшипник имеют различные температуры (t_B и $t_{П}$), то

$$\Delta\psi = \alpha_{1П} (t_{П} - 20^\circ\text{C}) - \alpha_{1B} (t_B - 20^\circ\text{C}). \quad (4.69)$$

Эффективный (расчетный) относительный зазор

$$\psi_{\text{эф}} = \psi_m + \Delta\psi. \quad (4.70)$$

В общем случае относительный зазор рекомендуется рассчитывать по эмпирической зависимости

$$\psi_{\text{эф}} = 0,8 \sqrt[4]{v_B}, \quad (4.71)$$

где v_B — окружная скорость вала в м/с; $\psi_{\text{эф}}$ — в %. С учетом абсолютных величин диаметров валов, рекомендуемые значения приведены в табл. 4.14.

Примеры расчета радиальных подшипников. В примерах, приводимых ниже, определяются рабочие характеристики и работоспособность наиболее распространенных в машиностроении радиальных подшипников с различными способами подвода смазки и модификациями тепловых балансов.

Пример 1. Исходные данные (расчетная схема исследуемого подшипника соответствует рис. 4.7, а): нагрузка на подшипник $F = 36 \cdot 10^3$ Н; частота вращения вала $n_B = 33,33$ с⁻¹; частота вращения подшипника $n_{П} = 0$; угол охвата $\theta = 360^\circ$; максимальный диаметр расточки подшипника $D_{\max} = 120,07 \cdot 10^{-3}$ м; минимальный диаметр расточки подшипника $D_{\min} = 120,05 \cdot 10^{-3}$ м; диаметр смазочного отверстия $d_0 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; максимальный

диаметр вала $d_{\text{шхх}} = 119,95 \cdot 10^{-3}$ м; минимальный диаметр вала $d_{\text{мин}} = 119,93 \cdot 10^{-3}$ м; относительная длина подшипника $l/d = 0,5$; параметр шероховатости поверхности скольжения подшипника $Rz_2 = 2 \cdot 10^{-6}$ м; параметр шероховатости поверхности скольжения вала $Rz_1 = 1 \cdot 10^{-6}$ м; коэффициент линейного расширения подшипника (сплав Al—Sn) $\alpha_{\text{шп}} = 23 \cdot 10^{-6}$ K^{-1} ; коэффициент линейного расширения вала (сталь) $\alpha_{\text{в}} = 11,10^{-6}$ K^{-1} ; теплопередающая поверхность корпуса подшипника $A = 0,3$ м^2 ; коэффициент теплопередачи $k = 20$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C}^\circ)$; температура окружающей среды $t_a = 40$ C° ; избыточное давление подачи масла $p_e = 5 \cdot 10^6$ Па.

Критерии работоспособности: допустимая удельная нагрузка на подшипник $[p] = 10 \cdot 10^6$ Па; допустимая температура подшипника $[t] = 70$ C° ; допустимая минимальная толщина смазочного слоя $[h] = 9 \cdot 10^{-6}$ м; объемная удельная теплоемкость масла $\rho c = 1,8 \cdot 10^6$ $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{C}^\circ)$ ($\rho = 900$ $\text{кг}/\text{м}^3$).

Смазочный материал: минеральное масло типа ТЛ 46 (ISO VG100)

$t_{\text{эф}}, \text{C}^\circ$	40	50	60	70
$\mu_{\text{эф}}, \text{Па} \cdot \text{с}$	0,098	0,057	0,037	0,025

Перед конструктором стоит задача оценить работоспособность подшипника в условиях смазки при отсутствии и наличии давления подачи и определить его рабочие характеристики.

Оценка начинается с проверки условия (4.31) при температуре подшипника $t_{\text{ш}} = 60$ C° :

$$\text{Re} = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 10^{-3} \cdot 33,33 \cdot 1,48 \times 10^{-3} \cdot 120 \cdot 10^{-3} \cdot 900}{2 \cdot 0,037} = 27,14 < 41,3 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{120 \cdot 10^{-3}}{1,48 \cdot 10^{-3} \cdot 120 \cdot 10^{-3}}} = 1073,5.$$

Полученное значение числа Re показывает, что поток смазки ламинарный и предлагаемая выше методика расчета применима. Далее производится проверка условия (4.62):

$$p = \frac{36 \cdot 10^3}{120 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3}} = 5 \cdot 10^6 \text{ Па} < [p] = 10 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Расчет показывает, что условие прочности материала подшипника выполняется.

Определив $t_{\text{эф}}$ подшипника при отсутствии давления подачи (табл. 4.15), можно сделать вывод о том, что эффективная температура $t_{\text{эф}}$ смазочного слоя, определенная с достаточной степенью точности (до 1 C°), существенно превышает допустимую $[t] = 70$ C° . Следовательно, отвод тепла путем конвекции является недостаточным и необходимо расчетом проверить $t_{\text{эф}}$ для принудительной подачи смазочного материала под давлением.

Предположим, что охлаждение обеспечивается полностью за счет отвода тепла маслом в соответствии с уравнением теплового баланса (4.55). Результаты расчета приведены в табл. 4.16.

Так как $p < [p]$; $t_2 = t_1 + \Delta t < [t]$; $h_{\text{мин}} > [h]$, то условия работоспособности в этом случае выполняются.

Пример 2. Исходные данные (расчетная схема исследуемого подшипника соответствует схеме, приведенной на рис. 4.7, б): нагрузка на подшипник $F = 18 \cdot 10^3$ Н; частота вращения вала $n = 25$ с^{-1} ; угловая скорость вала $\omega = 157$ с^{-1} ; углы охвата подшипника, смазочного кармана, канавки $\theta = 150^\circ$; $\theta_p = 30^\circ$; $\theta_k = 180^\circ$; номинальный диаметр расточки подшипника $D = 200 \cdot 10^{-3}$ м; средний относительный зазор в подшипнике $\psi = 2 \cdot 10^{-3}$; изменение относительного зазора от нагрева $\Delta\psi = 0$ (температурные коэффициенты линейного и объемного расширения вала и подшипника одинаковы); относительная длина подшипника $l/d = 0,5$.

Система подачи смазочного материала: масло под давлением подачи $p_e = 0,5 \cdot 10^6$ Па поступает в нагруженную зону через окружающую смазочную канавку в верхнем вкладыше. По ступню вкладышей под углом $\pm 90^\circ$ к вектору нагрузки F расположены смазочные карманы, в один из которых со стороны выходной кромки подшипника подается масло типа ТЛ22 (ISO VG32), темпера-

4.15. Некоторые результаты расчета радиального подшипника при отсутствии в системе смазки давления подачи

Определяемая величина	Единица измерения	Расчетная формула	Шаг вычисления				
			1	2	3	4	5
$t_{\text{по}} = t_{\text{эф}}^*$	°C	Задана, см. табл. 4.1	60	138,2	135,5	134,4	138,8
$\mu_{\text{эф}}$	Па·с		0,037	0,0036	0,0039	0,00395	0,0040
$\psi_{\text{эф}} \cdot 10^3$	—	$\psi_m + \Delta\psi$	1,48	2,392	2,386	2,373	2,36
ζ	—	$\frac{F\psi_{\text{эф}}^2}{l d \mu_{\text{эф}} \omega}$	1,408	37,95	34,85	34,04	33,24
v	—	См. табл. 4.9	0,773	0,977	0,974	0,9738	0,973
h_{min}	м	$0,5\psi_{\text{эф}}d(1 - \varepsilon)$	20,2	3,3	3,72	3,73	3,82
f' / ψ	—	См. табл. 4.9	3,680	0,470	0,501	0,508	0,520
$P'_{\text{тр}}$	Вт	$F \frac{f'}{\psi} \psi_{\text{эф}} \omega$	2465,3	508,55	540,70	545,3	558,18
$t_{\text{пл}}$	°C	$t_a + \frac{P'_{\text{тр}}}{kA}$	450,9	124,8	130,1	131,2	138
$t_{\text{эф}}$	°C	$0,2(t_{\text{по}} + t_{\text{пл}})$	138,2	135,5	134,4	138,8	

* Указанная формула для текущего приближения $t_{\text{по}}$ может иметь и другой вид.

4.16. Некоторые результаты расчета радиального подшипника при принудительной подаче смазочного материала под давлением

Определяемая величина	Единица измерения	Расчетная формула	Результаты расчета при заданной температуре $t_{\text{эф}}$	
$t_{\text{эф}}$	°C	Задается	60	59
$\mu_{\text{эф}}$	Па·с	См. табл. 4.1	0,037	0,0375
$\psi_{\text{эф}} \cdot 10^3$	—	$\varphi_{\text{т}} + \Delta\psi$	1,480	1,486
ξ	—	$\frac{F\psi_{\text{эф}}^2}{ld\mu_{\text{эф}}\omega}$	1,408	1,372
ε	—	См. табл. 4.9	0,771	0,767
$h_{\text{мин}} \cdot 10^6$	м	$0,5\psi_{\text{эф}}d(1 - \varepsilon)$	20,74	20,52
q_1	—	См. табл. 4.9	0,0906	0,09
$q_{\text{э}2}$	—	$0,125(1 - \varepsilon)$	0,0286	0,0291
$q_{\text{НС}}$	—	$\frac{0,75}{s} \sqrt{\frac{\mu_{\text{эф}}}{\rho\omega}}$	0,75	0,76
q_0	—	См. табл. 4.10	1,228	1,228
q_2	—	См. табл. 4.10	0,1194	0,1183
$Q_1 \cdot 10^6$	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$d^3\psi_{\text{эф}}\omega q_1$	48,52	47,81
$Q_2 \cdot 10^6$	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$\frac{d^3\psi_{\text{эф}}^3 p_{\text{в}}}{\mu_{\text{эф}}} q_2$	9,019	8,623
$Q \cdot 10^6$	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$Q_1 + Q_2$	57,54	56,43
$Q_{\text{э}2} \cdot 10^6$	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$d^3\psi_{\text{эф}}\omega q_{\text{э}2}$	15,33	15,47
f'/ψ	—	См. табл. 4.9	3,65	3,78
$P'_{\text{ТР}} \cdot 10^{-3}$	Вт	$Ff'v$	2,444	2,510
Δt	°C	$\frac{P_{\text{ТР}}}{c\rho Q_1}$	23,6	24,71
t_1	°C	$t_a + \frac{Q_{\text{э}2}}{Q_1} \Delta t$	46,29	46,77
$t'_{\text{эф}}$	°C	$t_1 + 0,5\Delta t$	58,09	59,125

тура подачи масла $t_{\text{н}} = 40^\circ\text{C}$; ширина 180-градусной смазочной канавки $b_{\text{н}} = 30 \cdot 10^{-3}$ м; глубина смазочной канавки $h_{\text{н}} = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м; ширина смазочного кармана $b_{\text{р}} = 60 \cdot 10^{-3}$ м; глубина смазочного кармана $h_{\text{р}} = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м.

Критерии работоспособности: допустимая удельная нагрузка $[p] = 10 \cdot 10^6$ Па; допустимая температура подшипника $[t] = 80^\circ\text{C}$; допустимая минимальная толщина смазочного слоя $[h] = 20 \cdot 10^{-6}$ м.

Температурно-вязкостная характеристика масла

$t_{\text{эф}}, ^\circ\text{C}$	40	50	60	70
$\mu_{\text{эф}}, \text{Па}\cdot\text{с}$	0,031	0,022	0,014	0,0094

Объемная удельная теплоемкость масла $\rho c = 1,8 \cdot 10^6$ Дж/(м³·°C), ($\rho = 900$ кг/м³).

Так же как и в примере 1, сначала необходимо оценить работоспособность подшипника и его рабочие характеристики для различных вариантов конструкции подачи смазочного материала.

Проверяем условия (4.31) при температуре $t_{\text{н}} = 60^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \\ &= \frac{\pi \cdot 200 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 200 \cdot 10^{-3}}{2,014} = \\ &= 201,96 < 41,3 \times \\ &\times \sqrt{\frac{200 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 200 \cdot 10^{-3}}} = 923,5. \end{aligned}$$

Следовательно, как и в предыдущем случае, поток смазки ламинарный, поэтому предлагаемая методика расчета применима.

Проверка условия (4.62) показывает, что

$$\begin{aligned} p &= \frac{18 \cdot 10^8}{0,5 \cdot 200 \cdot 10^{-3} \cdot 200 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 0,9 \cdot 10^8 \text{ Па} < [p] = 10 \cdot 10^8 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Таким образом, второе обязательное условие прочности материала подшипника выполняется.

В табл. 4.17 представлены расчеты радиального подшипника при наличии смазочных карманов и канавки (вариант 1), а также для того же способа подачи смазки, но без смазочной канавки (вариант 2).

По результатам расчета видно, что оба варианта конструкции подвода смазки обеспечивают работоспособность подшипника. Вариант без смазочной канавки сокращает требуемый расход масла при незначительном росте рабочей температуры несущего смазочного слоя.

4.2.2. Расчет радиальных подшипников, работающих в экстремальных условиях

Режим ограниченного смазывания. В ряде случаев радиальные подшипники скольжения могут работать в режиме ограниченного смазывания, т. е. когда смазывающий материал подается и трущимся поверхностям в количествах, меньше необходимых. Такой режим может быть реализован для подавления самовозбуждающихся колебаний валов, возникающих в подшипниках скольжения, которые работают в условиях нормального маслоснабжения, при работе паровых турбин, турбогенераторов и других машин с использованием аварийной системы масло снабжения и т. п. При этом режим жидкостного трения сохраняется, однако вследствие уменьшенного торцового расхода смазки доля тепла, отводимого ею, заметно падает, что ведет к более интенсивному росту температуры масла в зазоре и температуры подшипника. Минимальная толщина смазочного слоя уменьшается, т. е. подшипник работает при больших значениях относительного эксцентриситета ($\varepsilon \geq 0,9$), в то время как удельные нагрузки на опорную поверхность $p_m \leq 1,0 \dots 1,5$ МПа.

Таким образом, основным фактором, определяющим работоспособность подшипника, является температурное состояние опоры, для расчета которого

4.17. Результаты расчета радиального поддона при наличии (вариант 1) и отсутствии (вариант 2) слесочной канавки

Определяемая величина	Единица измерения	Расчетная формула	Шаг вычисления			
			Вариант 1		Вариант 2	
			1	2	1	2
$t_{\text{эф}}$	°C	Задается	50,5	51	52,5	53
$\mu_{\text{эф}}$	Па·с	См. табл. 4.1	0,02	0,0197	0,018	0,0175
ζ	—	$\frac{F\psi_{\text{эф}}^2}{ld\mu_{\text{эф}}\omega}$	1,146	1,164	1,273	1,310
ϵ	—	См. табл. 4.9	0,75	0,753	0,765	0,768
f/ψ	—	То же	3,0	2,95	2,8	2,75
f'/ψ	—	»	4,3	4,2	3,95	3,85
ϵ_p	—	$2 \cdot 0,50_p (4 + 0,0012Re_p^{0,84})$	2,81	2,813	2,88	2,90
ϵ_k	—	$0,50_k (4 + 0,0012Re_k^{0,84})$	8,41	8,44	—	—
$F_{\text{ТР}}$	Н	$\frac{f}{\psi} \psi_{\text{эф}} F$	108	106,2	100,8	99,0
$F'_{\text{ТР}}$	Н	По формуле (4.38)	128,02	124,7	132,22	128,91
$P_{\text{ТР}} \cdot 10^{-3}$	Вт	$F_{\text{ТР}} \frac{d}{2} \omega$	1,696	1,667	1,583	1,554
$P'_{\text{ТР}} \cdot 10^{-3}$	Вт	$F'_{\text{ТР}} \frac{d}{2} \omega$	2,010	1,958	2,076	2,024
$q_1 \cdot 10^2$	—	См. табл. 4.9	4,36	4,35	4,34	4,335
$q_{x_2} \cdot 10^2$	—	$0,125 (1 - \epsilon)$	3,125	3,088	2,94	2,9
$q_{\text{н.с}}$	—	$\frac{0,75}{s} \sqrt{\frac{\mu_{\text{эф}}}{\rho\omega}}$	0,705	0,7	0,67	0,66
q_p	—	См. табл. 4.10	2,408	2,408	2,408	2,408
q_2	—	То же	1,072	1,074	0,426	0,426
$Q_{x_2} \cdot 10^6$	м³/с	$d^3 \psi_{\text{эф}} \omega q_{x_2}$	78,5	77,57	73,85	72,85
$Q_1 \cdot 10^6$	м³/с	$d^3 \psi_{\text{эф}} \omega q_1$	109,52	109,27	109,02	108,9
$Q_2 \cdot 10^6$	м³/с	$d^3 \frac{\psi_{\text{эф}}^3}{\mu_{\text{эф}}} \rho e q_2$	171,52	174,52	75,73	77,9
$Q \cdot 10^6$	м³/с	$Q_1 + Q_2$	281,04	283,79	184,75	186,8
Δt	°C	$\frac{P_{\text{ТР}}}{c\rho Q_1}$	8,6	8,48	8,07	7,93
$\Delta t'$	°C	$\frac{P_{\text{ТР}} - P'_{\text{ТР}}}{c\rho Q_2}$	1,02	0,93	3,62	3,35
t_1	°C	$t_a + \Delta t' + \frac{Q_{x_2}}{Q_1} \Delta t$	47,18	46,95	49,09	48,65
$t_{\text{эф}}$	°C	$t_1 + 0,5\Delta t$	51,48	51,19	53,19	52,62
$h_{\text{мин}}$	мкм	$0,5d\psi_{\text{эф}} (1 - \epsilon)$	—	49,4	—	46,4
t_2	°C	$t_1 + \Delta t$	—	55,43	—	56,58

4.18. Результаты расчета радиальных подшипников, работающих в режиме ограниченного смазывания

Определяемая величина	Единица измерения	Расчетная формула	Результат
$t_{\text{эф}}$	$^{\circ}\text{C}$	См. формулу (4.73)	75,64
$\mu_{\text{эф}}$	Па·с	См. табл. 4.1	0,00795
ξ	—	$\frac{E\psi_{\text{эф}}^2}{ld\mu_{\text{эф}}\omega}$	5,408
ϵ	—	См. табл. 4.9	0,87
f'/ψ	—	То же	1,35
$P'_{\text{тр}}$	Вт	$F \frac{f'}{\psi} \psi_{\text{эф}} \omega \frac{d}{2}$	119,22
t_2	$^{\circ}\text{C}$	См. формулу (4.72)	92,7
h_{min}	м	$0,5\psi_{\text{эф}}d(1-\epsilon)$	$0,0975 \cdot 10^{-3}$

могут быть использованы известные эмпирические зависимости [4.1]:

$$t_2 = t_{Q_1} + \frac{7,5}{\alpha_t} \left(\frac{F\psi^3}{ldA_1\omega} \right)^{-0,306} \times \\ \times \left(\frac{F\alpha_t}{ldc\rho} \right)^{0,828} \left(\frac{8k_Q Q}{d^3\omega} \right)^{-0,158}; \quad (4.72)$$

$$t_{\text{эф}} = t_{Q_1} + \frac{2,5}{\alpha_t} \left(\frac{F\psi^3}{ldA_1\omega} \right)^{-0,28} \times \\ \times \left(\frac{F\alpha_t}{ldc\rho} \right)^{0,768} \left(\frac{8k_Q Q}{d^3\omega} \right)^{0,224}, \quad (4.73)$$

где k_Q — коэффициент, характеризующий степень ограничения номинального расхода, $k_Q = 0,2 \dots 0,8$; $0,168 \leq F\psi^3/(ldA_1\omega) \leq 2,68$; $0,0111 \leq F\alpha_t/(ldc\rho) \leq 0,0444$; $0,314 \cdot 10^{-4} \leq 8k_Q Q/d^3\omega \leq 0,643 \cdot 10^{-2}$.

Рассмотрим последовательность расчета радиальных подшипников, работающих в режиме ограниченного смазывания.

Пример 3. Исходные данные для расчета подшипника турбогенератора: нагрузка на подшипник $F = 3,75 \cdot 10^5$ Н; диаметр шейки вала $d = 0,5$ м; относительная длина подшипника $l/d = 1$; расчетный относительный зазор в подшипнике $\psi_{\text{эф}} = 3 \cdot 10^{-3}$; угол охвата подшипника

$\theta = 120^{\circ}$; угловая скорость вала $\omega = 314$ с $^{-1}$; температура подачи масла $t_1 = 40^{\circ}\text{C}$; подача масла в нагруженную зону подшипника с номинальным расходом $Q = 6,15 \cdot 10^{-3}$ м 3 /с; коэффициент ограничения расхода смазки $k_Q = 0,25$.

Смазочный материал — минеральное масло Гп-22: вязкостно-температурный коэффициент $A_1 = 0,078$ Па·с; вязкостно-температурная постоянная $\alpha_t = 0,029$ $^{\circ}\text{C}^{-1}$; теплоемкость масла $c = 1980$ Дж/(кг· $^{\circ}\text{C}$); плотность масла $\rho = 872$ кг/м 3 .

Конструктору необходимо определить рабочие характеристики подшипника в режиме ограниченного расхода смазки.

Последовательность расчета приведена в табл. 4.18.

Как видно из результатов расчета, максимальная температура в смазочном слое несколько превышает допустимую $[t] = 90^{\circ}\text{C}$ (см. табл. 4.12). Однако, учитывая кратковременность работы подшипника в режиме ограниченного смазывания, выхода подшипника из строя ожидать не следует.

Режим высоких удельных нагрузок. Таким режимом считается режим работы подшипников скольжения в условиях жидкостного трения, при котором вследствие недостаточного конвективного теплоотвода значительно

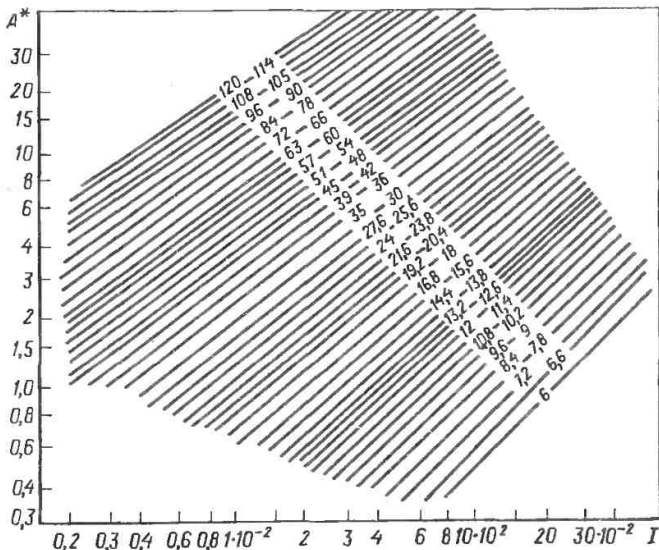


Рис. 4.8. Зависимость характеристического числа подшипника A^* от контактно-гидродинамического параметра I

возрастает средняя температура масла в зазоре и уменьшается толщина смазочного слоя. Эти явления возникают при больших значениях относительного эксцентриситета ($e \geq 0,9$) и резком увеличении потерь на трение.

В некоторых случаях нагружения на режим гидродинамического трения влияют изменения геометрии смазочного слоя в несущей (рабочей) зоне подшипника, возникающие вследствие деформации поверхностей скольжения под действием гидродинамического давления в слое. В наибольшей степени эффект деформации трущихся поверхностей проявляется в подшипниках с неметаллическими вкладышами, при работе которых удельные нагрузки, как правило, не достигают такого уровня, когда следует учитывать влияние давления на вязкость масла [4.1].

В условиях ограниченного конвективного теплоотвода решающее влияние на гидродинамическое трение начинает оказывать теплообмен слоя смазки с поверхностями трения за счет теплопроводности.

В общем случае теплопередачи для оценки коэффициента теплоотдачи от

ламинарного смазочного слоя стенки α_M используется критерий Нуссельта Nu , который учитывает влияние теплопроводности

$$\alpha_M = Nu \frac{\lambda}{\Delta t} \quad (4.74)$$

Для тяжело нагруженных подшипников гидродинамического трения может быть использовано выражение из работы [4.5]:

$$\alpha_M = 0,34 \sqrt{\frac{\mu \Phi \rho \nu^3}{\Delta t_{\max} r}} \quad (4.75)$$

Совместный анализ этих выражений для α_M дает возможность более точно определить среднюю и максимальную температуры смазочного слоя по приведенной выше формуле (4.61):

$$t_{\text{эф}} = t_1 + 0,5 \Delta t$$

При этом необходимо также учитывать, что температура t_1 на входе в нагруженную зону смазочного слоя зависит от скорости скольжения v [4.6]:

при $v < 5$ м/с $t_1 = t_0 = 40^\circ\text{C}$,
 при $v = 5 \dots 10$ м/с $t_1 = t_0 + 10^\circ\text{C} = 50^\circ\text{C}$,

4.19. Результаты расчета тяжело нагруженного радиального подшипника

Определяемая величина	Расчетная формула	Результат	
		1	2
$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_0 + 30 ^\circ\text{C}$	70	70
$t_{\text{эф}}, ^\circ\text{C}$	Задается	72	75
$\mu_{\text{эф}}$ Па·с	См. табл. 4.1	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$
Re	$\frac{\omega d^2 \psi_{\text{эф}} \rho}{4 \mu_{\text{эф}}}$	158,27	171,74
Pr	$\frac{\mu_{\text{эф}} c}{\lambda}$	205,92	190,1
Nu	$2,25 (\psi \text{Re})^{1/3} \text{Pr}^{0,125}$	2,10	2,15
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$0,1156 \frac{\mu_{\text{эф}} \omega}{c \rho} \left(\frac{\text{Re Pr}}{\text{Nu}} \right)^2$	11,29	9,96
$t_{\text{эф}}, ^\circ\text{C}$	$t_1 + 0,5 \Delta t$	77,65	74,98
$t_2, ^\circ\text{C}$	$t_1 + \Delta t$	—	79,96
ξ	$\frac{F \psi_{\text{эф}}^2}{\mu_{\text{эф}} \omega l d}$	—	12,1
ε	См. табл. 4.9	—	0,927
$\frac{f'}{\psi}$	То же	—	0,86
$P'_{\text{тр}}, \text{кВт}$	$f' F v = \frac{f'}{\psi} \psi_{\text{эф}} F \omega \frac{d}{2}$	—	32,5
$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$\frac{P'_{\text{тр}}}{c \rho \Delta t}$	—	$1,89 \cdot 10^{-3}$
I	$\frac{17 \mu_{\text{эф}} \omega \delta}{E \psi_{\text{эф}}^3 d}$	—	$1,61 \cdot 10^{-2}$
A^*	См. рис. 4.8	—	0,5
$h_{\text{min}}, \text{м}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{F \delta}{E I A^*} \right)^2 \frac{\psi_{\text{эф}}}{d}}$	—	$28,1 \cdot 10^{-6}$

при $v = 10 \dots 20 \text{ м/с}$ $t_1 = t_0 + 20 ^\circ\text{C} = 60 ^\circ\text{C}$,
 при $v = 20 \dots 30 \text{ м/с}$ $t_1 = t_0 + 30 ^\circ\text{C} = 70 ^\circ\text{C}$,

$$\Delta t = t_{\text{max}} - t_1 =$$

$$= 0,1156 \frac{\nu_{\text{эф}} \omega}{c} \left(\frac{\text{Re Pr}}{\text{Nu}} \right), \quad (4.76)$$

где $\text{Pr} = 1,4 \cdot 10^{-4} \nu_{\text{эф}}$;

$$\text{Nu} = 2,25 \sqrt[3]{\psi \text{Re}} \sqrt[4]{\text{Pr}}.$$

Уравнения (4.61) и (4.76) решаются методом последовательных приближений до достижения теплового баланса.

Введение контактно-гидродинамического параметра (рис. 4.8)

$$I = \frac{17 \mu_{\text{эф}} \omega \delta}{E \psi_{\text{эф}}^3 d} \quad (4.77)$$

и характеристического числа подшипника A^* согласно [4.3] позволяет определить минимальную толщину смазочного слоя с учетом деформации поверхностей трения. Последовательность

расчета тяжело нагруженного подшипника представлена в примере 4.

Пример 4. Исходные данные: нагрузка на подшипник $F = 4 \cdot 10^6$ Н; диаметр шейки вала $d = 0,5$ м; относительная длина подшипника $l/d = 1$; расчетный относительный зазор $\psi_{эф} = 0,7 \cdot 10^{-3}$; угол схвата подшипника $\theta = 360^\circ$; угловая скорость вала $\omega = 54$ с $^{-2}$; температура масла в системе $t_0 = 40$ °С; давление подачи масла $p_e = 0,5 \cdot 10^6$ Па; материал антифрикционного покрытия подшипника — баббит БК2; модуль продольной упругости БК2 $E = 2 \cdot 10^{10}$ Па; толщина покрытия $\delta = 5 \cdot 10^{-3}$ м; коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,125$ Вт/(м·°С).

Смазочный материал: минеральное масло И-30А; теплоемкость масла $c = 1980$ Дж/(кг·°С); плотность масла $\rho = 872$ кг/м 3 .

Конструктору необходимо рассчитать рабочие характеристики подшипника с учетом контактных деформаций.

Последовательность расчета приведена в табл. 4.19.

Как видно из результатов расчета при данном нагружении подшипника, значение h_{min} достаточно для исключения непосредственного контакта по-

верхности трения, что обеспечивает работу без износа. Но расчет показывает, что температурный режим в смазочном слое достигает предельно допустимого состояния ($t_2 = 79,96$ °С).

4.2.3. Методика расчета осевых подшипников скольжения

4.2.3.1. Основные конструктивные соотношения осевых подшипников с наклонными несущими поверхностями

Осевые опоры по конструктивному исполнению подразделяются на два основных типа; опоры с неподвижными и наклонными (несущими) поверхностями скольжения (рис. 4.9, а) и опоры с самоустанавливающимися поверхностями (колодками) (рис. 4.9, а и б). Это различие вносит определенные особенности в методику их расчета, который, так же как приведенные выше случаи,

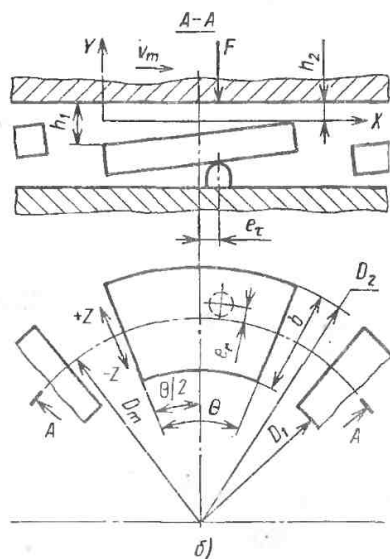
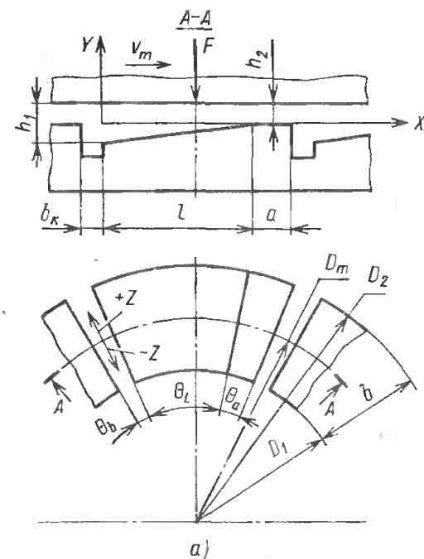


Рис. 4.9. Схемы нагружения осевых опор скольжения: а — с неподвижными несущими поверхностями; б — с самоустанавливающимися несущими поверхностями (колодками)

основан на использовании краевой задачи (4.9) — (4.11).

Осевые опоры с неподвижными несущими поверхностями устроены следующим образом (см. рис. 4.9, а). Рабочие поверхности подшипника состоят из участков двух типов. Один участок параллелен опорной поверхности пяты и воспринимает нагрузку при пуске и останове агрегата, т. е. когда смазочный слой наклонной несущей поверхности не уравнивает полностью внешнюю нагрузку, другие — особенно наклонные (клиновые) участки. Эти поверхности разделены между собой радиальными канавками шириной $b_k = 2 \dots 4$ мм. Размер плоскопараллельного участка рабочей поверхности выбирают при $\rho \leq [\rho]$, т. е.

$$a = \frac{F}{b_{\text{к}} i [\rho]}. \quad (4.78)$$

Выбор числа рабочих поверхностей зависит от нагрузки на опору и ее геометрических размеров (см. рис. 4.9, а):

$$i = \frac{\pi D_1 (1 + \alpha_D) - \frac{F}{D_1 (\alpha_D - 1) [\rho]}}{(0,5 \dots 1,6) D_1 (\alpha_D - 1) + l}. \quad (4.79)$$

Угловые размеры элементов рабочей поверхности определяют по следующим формулам:

угловой размер плоскопараллельного участка

$$\theta_a = \frac{8F}{\pi D_1^2 (\alpha_D^2 - 1) [\rho]}; \quad (4.80)$$

угловой размер канавки

$$\theta_b = \frac{4b_k}{D_1 (1 + \alpha_D)}. \quad (4.81)$$

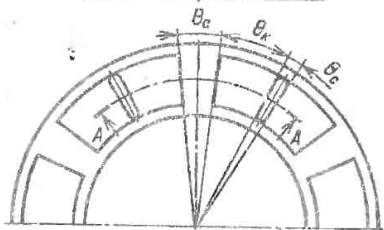
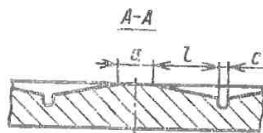


Рис. 4.10. Схема осевой реверсивной опоры скольжения

угловой размер клинового участка для постоянного направления вращения

$$\theta_1 = \frac{2\pi}{i} - \theta_a - \theta_b; \quad (4.82)$$

угловой размер клинового участка для реверсивного направления вращения (рис. 4.10)

$$\theta_2 = \frac{\pi}{i} - 0,5 (\theta_a + \theta_b). \quad (4.83)$$

При проектировании опор с неподвижными наклонными поверхностями обычно задаются следующими соотношениями:

$$\alpha_D = \frac{D_2}{D_1} = 1,5 \dots 2; \quad (4.84)$$

$$i/b = 0,5 \dots 1,6. \quad (4.85)$$

Условия работоспособности осевого подшипника аналогичны условиям, описанным уравнениями (4.62), (4.63).

4.20. Безразмерные характеристики осевых опор

i/b	Значения ξ при α_k		Значения η при α_k		Значения ξ при α_k	
	2	3	2	3	2	3
0,4	0,120	0,113	0,257	0,310	0,217	0,195
0,8	0,008	0,08	0,236	0,304	0,253	0,220
1,2	0,058	0,055	0,207	0,281	0,302	0,255
1,6	0,042	0,040	0,177	0,256	0,356	0,291
1,8	0,033	0,033	0,156	0,232	0,422	0,331

4.21. Результаты расчета подшипника при стационарном нагружении

Определяемая величина	Единица измерения	Расчетная формула	Результаты расчета при заданной температуре $t_{эф}$	
$t_{эф}$	°С	Задается	40	37
$\mu_{эф}$	Па·с	См. табл. 4.1	0,043	0,05
α_D	—	D_2/D_1	1,5	1,5
$R_{пр}$	м	$\frac{D_1}{3} \frac{\alpha_D^3 - 1}{\alpha_D^2 - 1}$	0,569	0,569
b	м	$0,5D_1 (\alpha_D - 1)$	0,225	0,225
θ_a	рад	$\frac{8F}{iD_1^2 (\alpha_D^2 - 1) [p]}$	0,0439	0,0439
θ_K	рад	$\frac{\pi}{i} - 0,5\theta_a - \frac{2b_K}{D_1 (1 + \alpha_D)}$	0,497	0,497
l	м	$0,25\theta_K D_1 (\alpha_D + 1)$	0,279	0,279
l/b	—		1,24	1,24
ζ	—	См. табл. 4.20	0,056	0,056
q	—	То же	0,2	0,2
ξ	—	»	0,312	0,312
Q	м ³ /с	$l \left(\frac{\mu_{эф}}{F} \right)^{0,5} (\omega R_{пр} b t)^{1,5} q$	$3,89 \cdot 10^{-3}$	$4,195 \cdot 10^{-3}$
P_K	кВт	$(F \mu_{эф} \omega b R_{пр}^3)^{0,5} \omega^{1,5} \xi 10^{-3}$	8,06	8,714
h_{min}	м	$l \left(\frac{\mu_{эф} \omega R_{пр} b \zeta}{F} \right)^{0,5}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,129 \cdot 10^{-3}$
P_a	кВт	$i \theta_a \frac{\mu_{эф} \omega^2 D_1^2}{64 h_{min}} (\alpha_D^4 - 1) 10^{-3}$	9,116	10,6
$t_{эф}$	°С	$t_1 + 0,5 \frac{P_a + P_K}{\rho Q}$	36,3	36,5
α_K	рад	$(\alpha_h - 1) \frac{h_{min}}{i}$	$0,431 \cdot 10^{-3}$	$0,462 \cdot 10^{-3}$

т. е. $h_{min} < [h]$; $\rho < [\rho]$, а температура смазки в зазоре не должна превышать допустимой, т. е. $t_2 < [t]$. Для подшипников этого типа рекомендуется принимать

$$[h] = (10 \dots 20) \sqrt{\frac{D_1 + D_2}{400}} \geq \geq 20 \text{ мкм.} \quad (4.86)$$

(Допустимые удельная нагрузка $[p]$ и температура $[t]$ приведены в табл. 4.11 и 4.12).

Алгоритм расчета рабочих характеристик подшипника дан в примере 5, а значения безразмерного коэффициента нагруженности ζ , коэффициента сопротивления вращению ξ и коэффициента расхода q приведены в табл. 4.20. Условие ламинарности потока для

осевых подшипников аналогично условию (4.31) и имеет вид:

$$Re = \frac{\rho v h_{\min}}{\mu_{\text{эф}}} \leq Re_{\text{кр}}, \quad (4.87)$$

где $Re = 600$ при геометрической характеристике клина $\alpha_h = h_1/h_2 \approx 2,5$.

Пример 5. Исходные данные: нагрузка на подшипник $F = 500$ Н; угловая скорость пяты $\omega = 50 \text{ с}^{-2}$; внутренний диаметр подшипника $D_1 = 0,9$ м; коэффициент уклона несущей поверхности $\alpha_h = 2$; наружный диаметр подшипника $D_2 = 1,35$ м; число несущих поверхностей $l = 6$; ширина смазочной канавки $b_{\text{к}} = 5 \cdot 10^{-3}$ м; смазочный материал: минеральное масло Тп-30; объемная удельная теплоемкость масла $\rho c = 1,7 \times 10^6$ Дж/(м³·°С); температура смазки на входе в смазочный слой $t_1 = 35$ °С.

Критерий работоспособности: допустимая удельная нагрузка на подшипник $[p] = 17$ МПа; допустимая температура $[t] = 90$ °С; допустимая минимальная толщина смазочного слоя $[h] = 25$ мкм.

Определить рабочие характеристики подшипника при стационарном нагружении, ламинарном течении смазки в зазоре подшипника и при условии, что все выделившееся от трения тепло уносится смазкой.

Последовательность расчета приведена в табл. 4.21.

По условию ламинарности потока (4.87) при найденных значениях $t_{\text{эф}}$, $\mu_{\text{эф}}$, h_{\min}

$$Re = \frac{R_{\text{кр}} \omega h_{\min} \rho}{\mu_{\text{эф}}} = \frac{0,569 \cdot 50 \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} \cdot 900}{0,043} < < Re_{\text{кр}} = 600.$$

4.2.3.2. Основные конструктивные соотношения осевых опор с самоустанавливающимися колодками

Для восприятия значительных нагрузок широко применяют осевые опоры с самоустанавливающимися упорными колодками (см. рис. 4.9, б).

4.22. Безразмерный радиальный эксцентриситет ϵ_r в зависимости от l/b

l/b	Значение ϵ_r при θ°		
	30	20	10
0,6	0,069	0,059	0,048
0,7	0,057	0,047	0,036
0,8	0,045	0,036	0,0255
0,9	0,035	0,028	0,018
1,0	0,027	0,020	0,01

Принципиальное устройство опоры с самоустанавливающимися колодками достаточно просто. Шарнирная упорная колодка, находящаяся в равновесном состоянии под действием гидродинамических сил, самоустанавливается в потоке смазки под углом, зависящим от режимов работы и характеризующимся коэффициентом установки наклонной поверхности $\alpha_h = h_1/h_2$.

Рабочие характеристики осевых опор зависят от α_h , поэтому при их проектировании необходимо обеспечить оптимальное значение этого коэффициента правильным выбором точки качения колодки. Это достигается смещением точки качения относительно геометрического центра колодки на определенную величину в сторону вращения пяты упорного гребня и в сторону наружного радиуса опоры. Такое смещение называется эксцентриситетом и может быть представлено в виде геометрической суммы двух составляющих: тангенциальной ϵ_t и радиальной ϵ_r . Существуют различные рекомендации по выбору величины тангенциального и радиального эксцентриситетов, зависящие от размеров колодки, воспринимаемой нагрузки, скорости относительного перемещения трущихся поверхностей. Эксцентриситеты измеряют в линейных единицах или в процентах соответствующих координатных размеров колодки. Тангенциальный эксцентриситет колодок подшипников гидрогенераторов выбирают в пределах 3 ... 12 %, причем в последнее время выявилась тенденция к увеличению рекомендуемых значений до 10 ... 12 % [4, 2]. Величины радиального безраз-

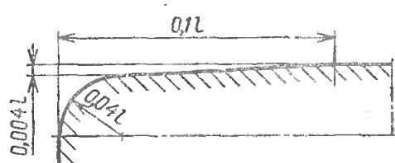


Рис. 4.11. Приемный скос колодки

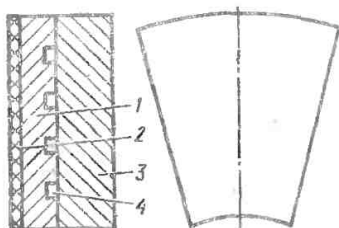


Рис. 4.12. Композитная колодка: 1 — верхняя накладка; 2 — антифрикционный слой; 3 — основание колодки; 4 — охлаждающие каналы

мерного эксцентриситета κ_r приведены в табл. 4.22. Значение радиального эксцентриситета можно вычислить по формуле $e_r = \kappa_r b$, где b — размер колодки в радиальном направлении.

В осевых подшипниках паровых турбин эксцентриситет e_c составляет обычно 10 %, а диапазон рекомендуемых значений 5 ... 16 %. Радиальный эксцентриситет устанавливать не рекомендуется.

Отношение l/b для упорных колодок может быть принято в пределах 0,6 ... 1,5. При этом расстояние между колодками должно быть не менее 25 % тангенциального размера колодки, что способствует предотвращению переноса тепла из-под предыдущей колодки с потоком налипшего масла. Число колодок подшипника i 6 ... 20, чаще — 6 ... 12; толщина колодки $H_0 = (0,25 ... 0,5) b$; длина заходного (приемного) скоса составляет до 10 % размера колодки по среднему диаметру. Для улучшения условий входа масла в смазочный зазор приемный скос на колодках должен иметь форму гиперболы. Технологически это выполнить трудно, поэтому существует альтернативная рекомендация выполнять входной профиль колодки в виде прямоугольного скоса размером $0,004l ... 0,1l$ с радиусом скругления $0,04l$ (рис. 4.11).

При отклонении формы профиля от оптимальной ухудшается температурный режим работы колодки, что приводит к снижению несущей способности подшипника. Поэтому всегда необходимо проводить проверку на выполнение условий $h_{\text{min}} \geq [h]$; $t_{\text{max}} \leq [t]$.

Осевые подшипники с самоустанавливающимися колодками мощных паровых турбин, гидрогенераторов и других машин работают в таких условиях, когда теплопередача из слоя смазки в

упорный гребень подшипника и колодки становится существенной. Поэтому при расчете этих опор необходимо учитывать неизотермичность процесса смазки путем совместного решения краевой задачи (4.9), (4.11) и уравнений (4.72), (4.73) и др. Кроме того, на работоспособность этих опор влияют тепловые и силовые деформации колодок. Для снижения вредного воздействия тепловых и силовых деформаций применяют композитные колодки (рис. 4.12), состоящие из относительно малой по высоте тонкой верхней накладки 1 с антифрикционным слоем 2 и массивного нижнего основания 3. На границе составных частей колодок могут быть выполнены охлаждающие каналы 4 (радиальные — для колодок с подводом масла из ванны и змеевидные — для колодок с индивидуальным подводом). Такое конструктивное решение позволяет снизить температуру антифрикционного слоя и устраняет тепловые деформации колодок.

Методика расчета осевого подшипника с самоустанавливающимися колодками приведена в [4.1].

Упорные подшипники реверсивных машин. Создание машин с изменяющимся направлением вращения вала, например обратимых гидрогенераторов (двигателей для аккумулирующих гидроэлектростанций), вызывает необходимость применения сегментов упорных подшипников с центрально расположенной опорой ($e = 0$). Это приводит к ухудшению условий образования масляного клина, росту потерь мощности на трение и температуры рабочей поверхности сегментов.

4.23. Результаты расчета подшипника с самоустанавливающимся сегментом

Определяемая величина	Единица измерения	Расчетная формула	Результат
D_m	м	$0,5 (D_1 + D_2)$	1,5
l_1	м	$0,05\theta D_m$	0,03
l	м	$0,5\theta D_m - 2l_1$	0,24
b	м	$0,5 (D_2 - D_1)$	0,5
$S_{эф}$	м ²	bl	0,12
D_1/D_2	—	—	0,5
μ_1	Па·с	См. табл. 4.1	0,042
ζ	—	$\frac{F}{i\mu_1\omega S_{эф}}$	$4,81 \cdot 10^6$
α_h	—	$0,205 + 0,176 \cdot 10^{-6}\zeta + 1,275\theta + 1,01 \frac{R_1}{R_2}$	2,07
\bar{A}	—	$4,86 \cdot 10^7 \alpha_h^{1,62} \theta^{-1,02} (R_1/R_2)^{-0,46}$	$55,31 \cdot 10^7$
$h_{мин}$	м	$0,5D_2 \sqrt{\frac{6}{\bar{A}\alpha_h^2}}$	$50 \cdot 10^{-6}$
$\Delta \bar{t}$	—	$-0,292 + 0,855\alpha_h - 0,258\theta - 0,293R_1/R_2$	1,217
t_{max}	°С	$t_1 (1 + \Delta \bar{t})$	88,8
q_1	—	$0,3 \cdot 10^{-4} \alpha_h^{-0,833} \theta^{0,485} (R_1/R_2)^{-0,604}$	$1,48 \cdot 10^{-5}$
Q	м ³ /с	$0,125iD_2^3\omega q_1$	$2,7 \cdot 10^{-8}$
ξ	—	$483,23\alpha_h^{2,246}\theta^{0,532} (R_1/R_2)^{-0,78}$	609,41
P	кВт	$0,125iD_2^3\omega^2\mu_1\xi 10^{-3}$	88,1

Исследования работы сегментов при $e = 0$ показали, что целесообразно применять отношение радиальных размеров сегмента $R_1/R_2 = 0,45 \dots 0,65$, а центральный угол кольцевого сегмента $\theta = 0,3 \dots 0,45^\circ$. Коэффициент нагруженности ζ (или иначе число Зоммерфельда) должен быть таким, чтобы отношение толщин масляной пленки на входе и выходе находилось в пределах $\alpha_h = 2 \dots 3$.

Результаты расчета подшипника реверсивных машин с самоустанавливающимися сегментами приведены в табл. 4.23. Алгоритм составлен в предположении изотермического течения смазки в зазоре подпятника.

Пример 6. Исходные данные: нагрузка на подпятник (см. рис. 4.9, б) $E = 5 \cdot 10^6$ Н; угловая скорость пяты $\omega = 16,7$ с⁻¹; внутренний диаметр колодки $D_1 = 1$ м; наружный диаметр колодки $D_2 = 2$ м; центральный угол раствора колодки $\theta = 0,4$ рад; число колодок $i = 12$; температура смазочного материала в масляной ванне или маслосистеме $t_0 = 40$ °С; сорт материала Тп-30; система смазки колодок подпятника — масляная ванна.

Аппроксимирующие зависимости получены при изменении величин $\alpha_h, \theta, R_1/R_2$ в следующих пределах $1,17 \leq \alpha_h \leq 3,24$; $0,1745 \leq \theta \leq 0,6880$; $0,4 \leq R_1/R_2 \leq 0,7$.

4.3. УСТОЙЧИВОСТЬ РАВНОВЕСНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВАЛОВ РОТОРНЫХ МАШИН НА СМАЗОЧНОЙ ПЛЕНКЕ

4.3.1. Оценка возможности потери устойчивости стационарного движения ротора и расчет границ устойчивости

В процессе эксплуатации паровых и газовых турбин, турбогенераторов, компрессоров и других роторных машин часто наблюдаются вибрации роторов, вызванные потерей устойчивости. Наиболее частой и серьезной причиной, вызывающей потерю устойчивости и появление самовозбуждающихся колебаний, является действие смазочного слоя в подшипниках скольжения, который, несмотря на малую толщину (не более 200 мкм), существенно влияет на динамику роторов. Интенсивность самовозбуждающихся колебаний ротора может быть столь велика, что их амплитуды будут превышать резонансные амплитуды плохо отбалансированных роторов. В этом случае исключается возможность нормальной эксплуатации машин, а иногда возникают серьезные аварии, приводящие к повреждению и выходу из строя опор скольжения.

Эксперименты показали, что самовозбуждающиеся колебания (в дальнейшем такие колебания будут называться автоколебаниями) обычно возникают у жестких роторов при больших частотах вращения, а у гибких роторов — при частотах вращения, близких или больших удвоенной первой критической частоты вращения. Величина частоты автоколебаний для жесткого ротора всегда оказывается близкой к половине величины частоты вращения, а для гибких роторов — близкой к его первой критической частоте вращения. Указанные экспериментальные данные соответствуют расчетному анализу устойчивости роторов на подшипниках скольжения жидкостного трения.

Расчетный анализ способности подшипников жидкостного трения генерир-

овать автоколебания сводится к необходимости решать совместно задачи теории колебаний и теории трения при гидродинамической смазке. Следовательно, оценка устойчивости валов роторных машин в линейной постановке сводится к определению функциональной связи между безразмерным коэффициентом нагруженности, фиксирующей положение цапф на траектории подвижного равновесия, и параметрами устойчивости, характеризующими влияние частоты вращения и гибкости ротора. Решить задачу устойчивости — это значит определить границы устойчивости в плоскости указанных безразмерных параметров. Естественными характеристиками устойчивости являются: параметр устойчивости $\varphi = \frac{2M\omega\psi^2}{\mu l}$; ... (4.88) относительная скорость $\gamma = \omega/\Omega$; ... (4.88a) собственная частота колебаний гибкого ротора

$$\Omega = \sqrt{c/M}. \quad (4.88б)$$

В случае, когда статическая нагрузка на подшипники жесткого ротора является массовой или весовой, что характерно для большинства роторных машин [4.1],

$$\varphi = \frac{4\zeta}{v_0^2}, \quad (4.88в)$$

где $v_0 = \frac{1}{\omega} \sqrt{2g/s}$ — относительная частота автоколебаний.

Для определения относительной частоты автоколебаний жесткого симметричного двухопорного ротора на границе устойчивости, в выражении (4.88) следует значение параметра устойчивости заменить его пороговым значением. Тогда

$$v_p = 2 \sqrt{\frac{\zeta}{\Phi}} \quad (v_p \rightarrow 0,5 \text{ при } \varepsilon \rightarrow 0). \quad (4.89)$$

Пороговое значение параметра устойчивости Φ может быть найдено для любого типа подшипника скольжения:

$$\Phi = \frac{2BGK}{B^2 + FK^2 - BNK}, \quad (4.90)$$

где $B = I_1 I_8 - I_2 I_7 - I_8 I_6 + I_4 I_5$; $G = I_6 I_8 - I_6 I_7$; $F = I_1 I_4 - I_2 I_3$; $N = I_1 + I_4$; $K = I_6 + I_8$, здесь I_1, \dots

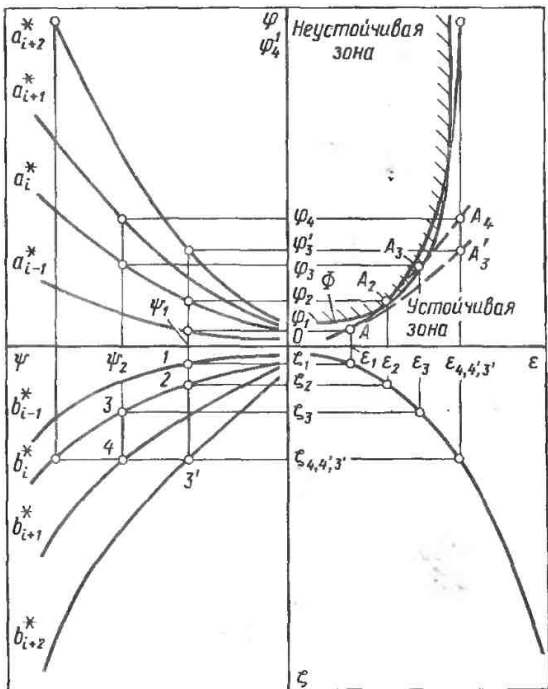


Рис. 4.13. Типичная номограмма для расчета устойчивости подшипника

I_B — некоторые функции относительного эксцентриситета, определяемые после решения так называемых возмущенных дифференциальных уравнений гидродинамики [4.7].

Используя связь между относительной частотой (4.89) и параметром устойчивости Φ жесткого ротора, определяют пороговое значение устойчивости гибкого ротора:

$$\Phi_* = \Phi = 4\zeta\gamma^2. \quad (4.91)$$

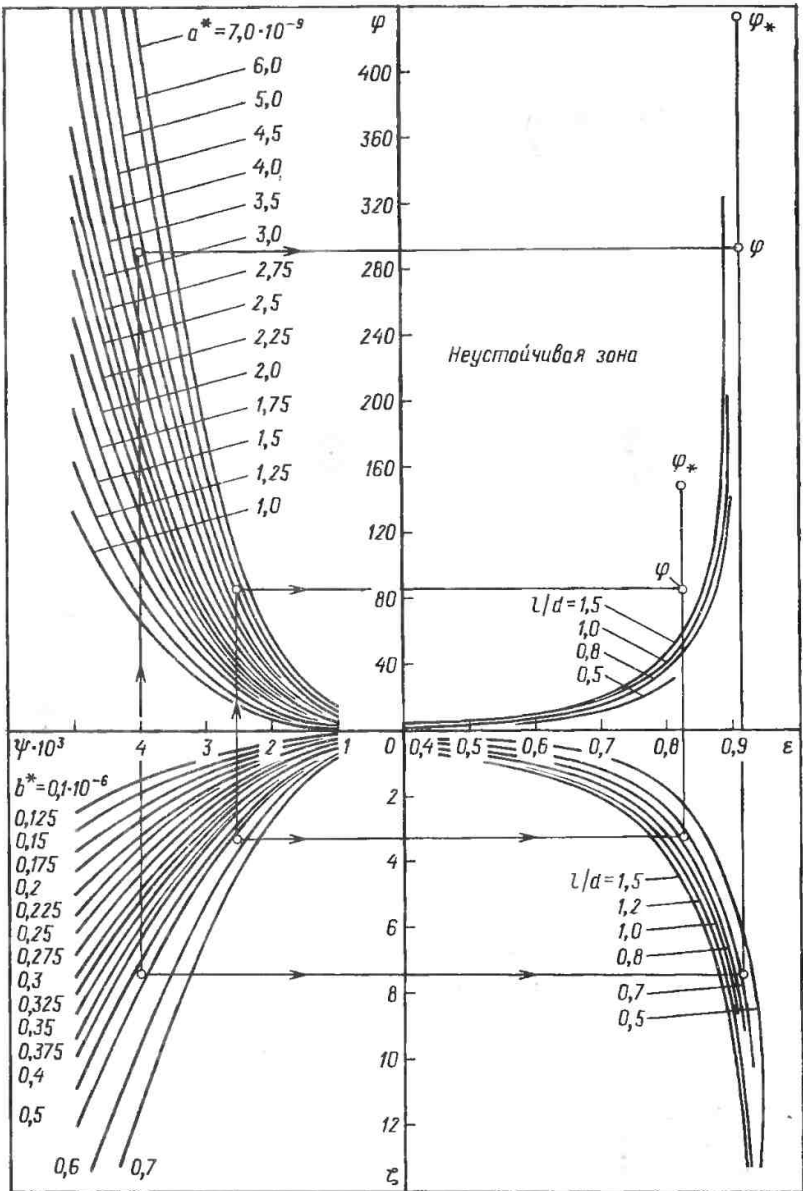
Иногда целесообразнее определять действительное значение параметра устойчивости гибкого ротора Φ_* и сравнивать его с пороговым значением устойчивости Φ для соответствующих типов подшипников, полученного в предположении абсолютной жесткости ротора. В этом случае

$$\Phi_* = \Phi + 4\gamma^2\zeta. \quad (4.92)$$

В проектно-конструкторской практике всегда необходимо знать, какое влияние на устойчивость ротора оказывают те или иные геометрические соотношения подшипника скольжения и условия его работы. Это влияние может быть наглядно представлено с помощью номограммы устойчивости.

Типичная номограмма устойчивости роторов в подшипниках скольжения, показывающая связь между параметром устойчивости Φ , относительным эксцентриситетом ϵ , относительным зазором ψ , комплексными коэффициентами нагрузки Q_i^* и b_i^* и коэффициентом нагруженности ζ приведена на рис. 4.13. Условие устойчивости для роторов, работающих на подшипниках скольжения, будет определяться неравенством

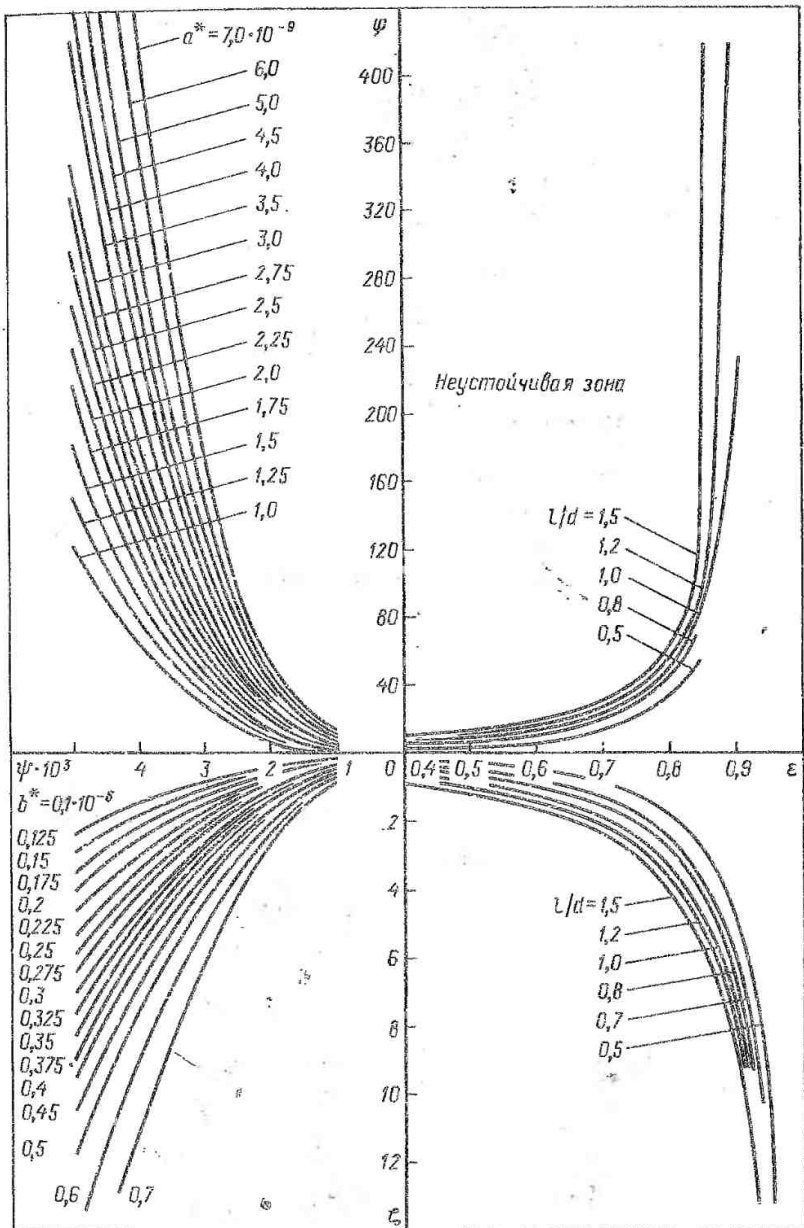
$$\Phi < \Phi. \quad (4.93)$$



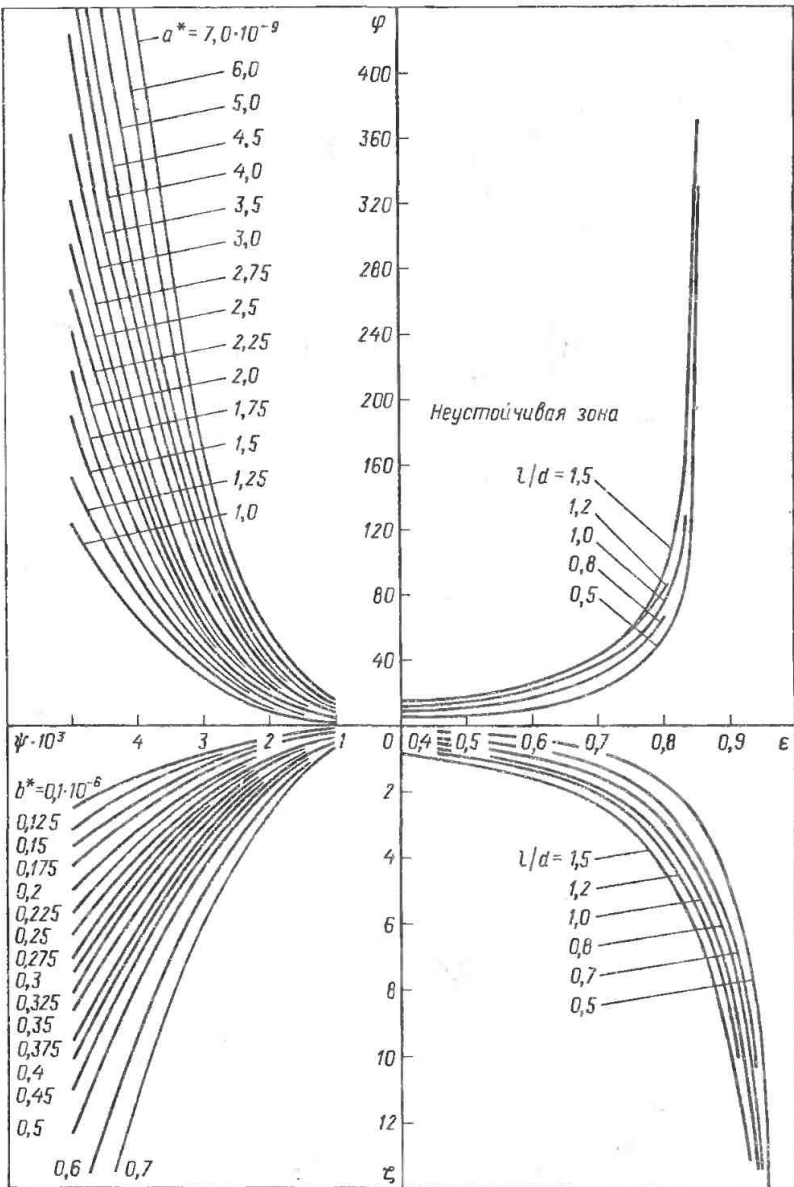
а)

Рис. 4.14. Номограммы для графоаналитического расчета устойчивости цилиндрического подшипника для различных углов охвата:

$\alpha - \theta = 120^\circ$;



б)



8)

Влияние отдельных параметров на устойчивость ротора может быть проиллюстрировано с помощью номограммы устойчивости (см. рис. 4.13). Если подшипник, работающий в устойчивом режиме (точка A_1), характеризуется значением комплексных коэффициентов нагрузки a_{i-1}^* , b_{i-1}^* , относительным вазором ψ_1 и т. д., где $b^* = p/(\mu\omega)$; $a^* = (2\omega^2/g) b^* d$; причем $b_{i-1}^* < b_i^* < b_{i+1}^*$; $a_{i-1}^* < a_i^* < a_{i+1}^* < a_{i+2}^*$; $\psi < \Phi$.

Если $p = \text{const}$ и $\omega = \text{const}$, то при уменьшении вязкости смазочного материала возможна такая ситуация, когда работа подшипника будет характеризоваться точкой A_2 ($\psi > \Phi$). Дальнейшее уменьшение вязкости может вывести подшипник из неустойчивой зоны (точка A_3). Аналогичных результатов можно достичь варьированием других величин, входящих в комплексный коэффициент b^* (например, увеличением p или уменьшением ω). Подшипник можно вывести из неустойчивой зоны при $b^* = \text{const}$ увеличением ψ до ψ_2' (точка A_4). Если увеличение относительного вазора до величины ψ_2' по каким-либо причинам нежелательно, следует одновременно увеличить вазор до ψ_2 и b^* (точка A_5).

Расчетные номограммы устойчивости для некоторых типов подшипников приведены на рис. 4.14 (a — при дуге обхвата — 360° , b — при 180° и c — при 120°).

Расчет на устойчивость гибкого симметричного ротора, установленного в двух радиальных подшипниках скольжения, состоит из следующих этапов: расчет основных рабочих характеристик подшипников, работающих в установившемся режиме; определение параметра устойчивости жесткого ротора Φ и гибкого ротора Φ_* ; графические построения на диаграмме устойчивости, соответствующей принятому типу подшипника.

Местонахождение точки пересечения с координатами $v = v_1$ и $\psi = \psi_1$ определяет характер прецессии.

Рассмотрим пример расчета на устойчивость подшипника с цилиндрической расточкой.

Пример 7. Исходные данные для расчета: та же, что и в примере 3,

по расчетной относительной вазор принят другим. Принимают также такие условия: $\xi = 3,3$; $v = 0,82$; $b^* = 0,528 \cdot 10^6$; $a^* = 5,3 \cdot 10^6$; $\psi = 83,35$; $\Phi_* = 147,24$.

Проведенные на рис. 4.14, a графические построения свидетельствуют о том, что точки пересечения прямых $v = 0,82$ и $\psi = 83,35$, а также точка $\Phi_* = 147,24$ лежат в неустойчивой зоне и, следовательно, прецессия шейки в подшипнике будет возрастать. Для предотвращения потери устойчивости в рассматриваемом подшипнике относительный вазор следует увеличить до $\psi_{\text{эф}} = 4 \cdot 10^{-3}$, а $l/d = 0,7$. В этом случае: $\xi = 7,28$; $v = 0,915$; $b^* = 0,455 \cdot 10^6$; $a^* = 0,46 \cdot 10^6$, $\psi = 292$ и $\Phi_* = 433$. Графические построения, показанные на рис. 4.14, a , подтверждают благоприятный прогноз работы ротора с точки зрения устойчивости.

Сказанное выше относится к симметричным роторам с одним диском, однако основные положения графоаналитического метода анализа устойчивости (метода номограмм) могут быть использованы и для расчета устойчивости работы произвольных двухопорных роторов (ротор с несколькими дисками, с распределенными параметрами), если под $2M$ понимать приведенную массу всего ротора, а под Ω — его первую собственную частоту (см. выше формулы (4.88) — (4.88в)) для Φ и Ω). При этом результаты расчетов на устойчивость всегда будут иметь некоторый запас, так как гироскопический эффект дисков, проявляющийся в несимметричных системах, всегда повышает устойчивость.

4.3.2. Конструктивные меры предотвращения самовозбуждающихся колебаний ротора

Недостаточная устойчивость роторов с полноохватными подшипниками с цилиндрической расточкой (коэффициент взаимного перекрытия $K_{\text{ва}} \approx 1$) определила необходимость поиска более совершенных конструкций опор, так называемых виброустойчивых подшипников скольжения, которые условно

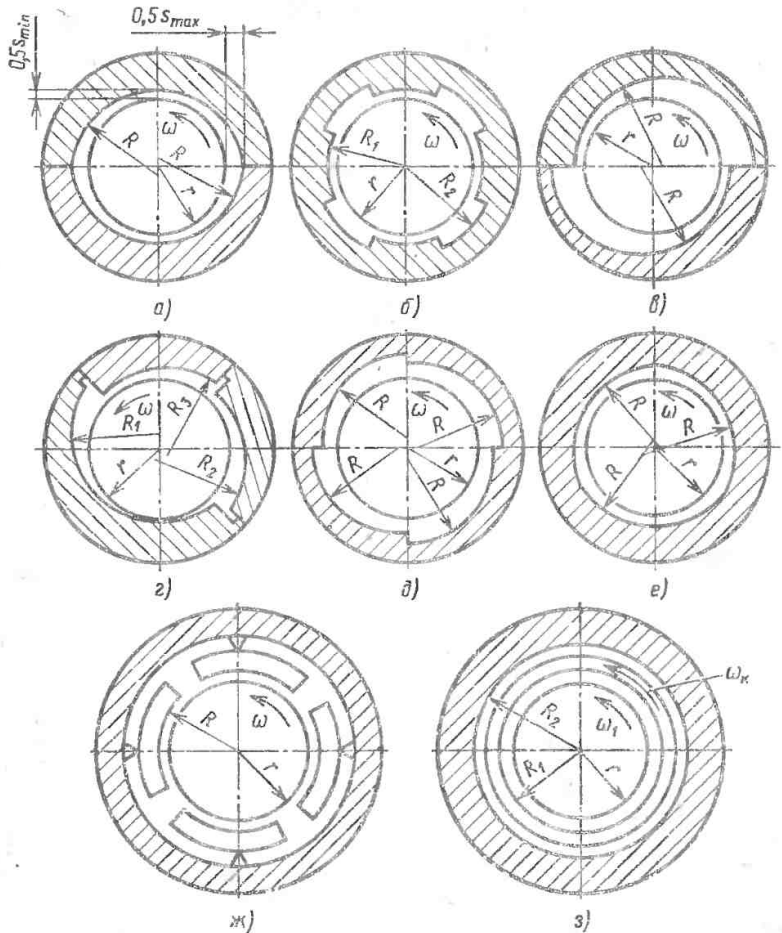


Рис. 4.15. Типы вибростойчивых подшипников:

а — эллиптический; б — ступенчатый; в — двухклиновидный; г, д, е — многоклиновидные; з — с самоустанавливающимися колодками; ж — с плавающей втулкой

можно разделить на три группы: подшипники с некруглой формой расточки; подшипники с подвижными рабочими поверхностями; упругодемпферные опоры.

Поверхность трения эллиптических подшипников (рис. 4.15, а) образована дугами двух окружностей, центры которых смещены в вертикальном направлении по отношению к центру подшипника на величину e . Степень смеще-

ния центров характеризуется коэффициентом формы $m_{\phi} = 2e/s$. Эти подшипники изготавливают расточкой разъемного вкладыша с установленной в плоскости контакта частотой вкладыша прокладкой толщиной $2e$.

Большое применение находят двух- и многоклиновые подшипники с симметричной формой смазочного слоя (см. рис. 4.15, б, в, г, д, е). Они отличаются не только формой и числом кли-

новых поверхностей, но и параметром

$$m = \frac{s_{\max} - s_{\min}}{s_{\max}}. \quad (4.94)$$

Чаще других применяются трехцентровые (см. рис. 4.15, *е*) и четырехклиновые подшипники (см. рис. 4.15, *д*). В зависимости от формы клина такие подшипники по своим рабочим характеристикам близки к ступенчатым (см. рис. 4.15, *б*) или волновым (см. рис. 4.15, *в*) подшипникам. Смазочный слой в волновых подшипниках при центральном положении цапфы имеет гармонически изменяющуюся форму зазора в функции окружной угловой координаты φ

$$h = h_m (1 - a \cos k\varphi), \quad (4.95)$$

где a — амплитудное число; $k = 2, 3...$

Подшипники с подвижными самоустанавливающимися колодками (рис. 4.15, *ж*) характеризуются числом несущих колодок, формой их рабочих поверхностей, длиной колодок, местом их опирания по длине колодки, упругой податливостью опорной части, трением при перемещении опорной колодки. При значительных трениях и упругой податливости опор колодок такие подшипники становятся демферными подшипниками.

Подшипники со свободно вращающейся, плавающей цилиндрической или ступенчатой, многоклиновой втулкой (рис. 4.15, *в*) используют для уменьшения относительной скорости скольжения сопряженных рабочих поверхностей. Одним из эффективных способов повышения устойчивости движения роторов является демпфирование колебаний с помощью специальных устройств, являющихся частью конструкции опоры.

В отличие от большинства перечисленных выше способов повышения виброустойчивости опор без демпфирующих устройств при наличии демферов может быть осуществлена высокая несущая способность простых цилиндрических подшипников скольжения. Разработан целый ряд конструкций упругодемферных опор различной степени технологичности и функционального совершенства.

4.4. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ

4.4.1. Основные конструктивные схемы

Отличительным свойством гидростатических подшипников является подача смазывающей жидкости в зазор между сопрягаемыми деталями под давлением от внешнего источника.

Принцип работы гидростатического подшипника удобно рассмотреть на примере плоской незамкнутой опоры (рис. 4.16) (теоретические основы трения при гидростатической смазке изложены в гл. 4 т. 1 справочника).

Поддерживаемое тело 1 и корпус 4 разделяет пленка 3 смазки, подаваемая в карман 2 опоры через дросселирующий элемент 5 с помощью насоса 6. В слое смазывающей жидкости возникает давление, уравновешивающее нагрузку на тело 1. При увеличении нагрузки уменьшается величина зазора между подвижным телом и корпусом, возрастает сопротивление истечению смазки из кармана 2 и повышается давление в нем, что приводит к уравновешиванию возросшей нагрузки.

В замкнутом радиальном гидростатическом подшипнике (рис. 4.17) имеется несколько карманов 2 с регулирующими ограничителями 1 расхода. При этом смещение вала 4 вызывает соответствующие изменения зазоров сливных перемычек 3 карманов подшипника, что приводит к перераспределению давлений между карманами и уравновешивает вызвавшую смещение вала нагрузку.

Основные преимущества гидростатического принципа смазывания: наличие несущей способности и смазочной

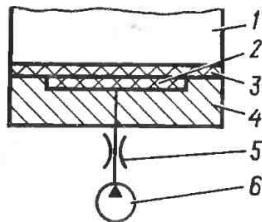


Рис. 4.16. Незамкнутая плоская опора

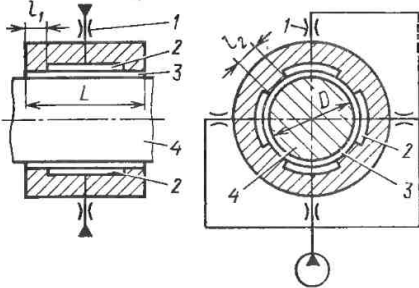


Рис. 4.17. Закрытый радиальный гидростатический подшипник

пленки при нулевой и малой скорости вращения вала; практически полное отсутствие трения при нулевой и малой скорости вращения вала; отсутствие износа элементов подшипника; высокая точность вращения вала; высокая жесткость подшипника; хорошие демпфирующие свойства смазки и высокая динамическая устойчивость.

Недостатки гидродинамических подшипников: сложность системы питания смазкой и конструкция подшипника; потребность в регулирующих ограничителях.

Гидростатические подшипники можно разделить на следующие группы: по углу охвата вала — замкнутые (с полным углом охвата), незамкнутые (с частичным углом охвата); по способу питания — питание каждого кармана от отдельного источника высокого давления, питание с регулирующими ограничителями; по типу регулирующего ограничителя-дросселя (рис. 4.18) — капиллярный, жиклерный, диафрагменный, щелевой, регулятор расхода.

Незамкнутые подшипники могут обеспечить большую несущую способность, но не могут обеспечить стабильность положения подвижного элемента из-за неизбежных отклонений давления, вызванных нестабильностью работы насоса. Система питания каждого кармана от отдельного насоса способна обеспечить сравнительно большую жесткость подшипника, однако она значительно дороже и менее удобна в эксплуатации, чем система питания с дроссельным регулированием.

Применение в качестве регулирующих ограничителей капиллярных дросселей позволяет получать нагрузочные характеристики подшипника, не зависящие от типа и температуры смазки.

Использование щелевых, жиклерных и диафрагменных дросселей увеличивает жесткость подшипника. Но жесткость и несущая способность подшипника зависят от температуры и вязкости смазки. Кроме того, щелевые и диафрагменные дроссели обладают меньшим демпфированием по сравнению с капиллярными, и подшипник с такими дросселями имеет худшие по сравнению с капиллярными динамические характеристики.

Еще большую жесткость способны обеспечить регуляторы расхода. Статическая жесткость подшипников с регуляторами расхода смазки может иметь любое наперед заданное значение — как положительное, так и отрицательное. Однако под действием динамической нагрузки жесткость подшипника с регулятором расхода резко падает. Кроме того, такие регуляторы сложны в изготовлении и, как правило, ненадежны и недолговечны в работе.

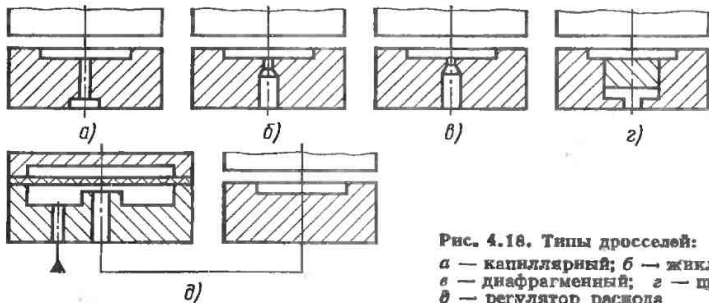


Рис. 4.18. Типы дросселей: а — капиллярный; б — жиклерный; в — диафрагменный; г — щелевой; д — регулятор расхода

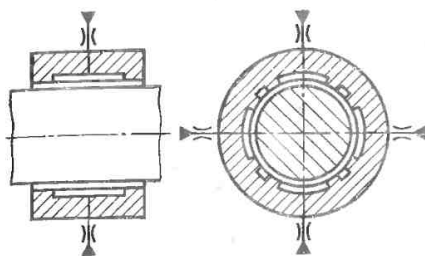


Рис. 4.19. Радиальный подшипник с дренажными канавками между карманами

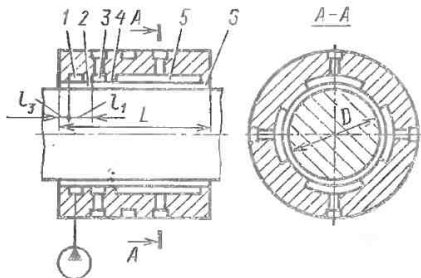


Рис. 4.20. Гидростатический подшипник с взаимообратным дросселированием

Проектирование гидростатических подшипников представляет собой весьма сложную и трудоемкую задачу. Кроме разработки системы питания и выбора типа регулирующего устройства необходимо определить наиболее подходящий конструктивный вариант подшипника и значения составляющих его геометрических параметров. Выбор варианта подшипника зависит от особенностей конструкции и работы включающего его узла.

Наибольшее распространение получили гидростатический подшипник, представленный на рис. 4.17. По сравнению с подшипником с дренажными канавками между карманами (рис. 4.19) он обладает меньшей жесткостью при существенно меньшем тепловыделении. Поэтому в соответствии с энергетическим критерием максимальной жесткости при заданном допустимом нагреве смазки такой подшипник предпочтительнее [4.7].

Гидростатический подшипник с взаимообратным дросселированием (рис. 4.20) позволяет отказаться от применения выносных регулирующих ограничителей. Их роль выполняют сопротивления перемычек 2, расположенных между питающей магистралью 1 и приемными камерами 3, соединенными каналами с диаметрально противоположными несущими карманами 5. При смещении вала в направлениях одного из несущих карманов давление в нем увеличивается за счет суммарного действия двух эффектов: роста сопротивления между напорной магистралью 1 и соответствующей карману

приемной камерой 3. Таким образом, давления в карманах подшипника очень сильно зависят от смещения вала, и подшипник обладает существенно большей жесткостью по сравнению с другими типами радиальных гидростатических подшипников. Малый активный объем смазки позволяет улучшить динамические характеристики подшипника. С применением гидростатического подшипника с взаимообратным дросселированием способа увеличиваться жесткость поддерживаемого им вала, так как при смещении вала, кроме поддерживающей силы создается также и изгибающий момент, уменьшающий результирующее смещение рабочего участка вала при правильной ориентации подшипника. К недостаткам такого подшипника следует отнести резкое ухудшение его характеристик при перекосе вала.

Среди упорных гидростатических подшипников следует выделить подшипник с одним кольцевым несущим карманом (рис. 4.21) и многокарманный упорный подшипник (рис. 4.22). Многокарманный подшипник сложнее в изготовлении, но он позволяет осуществлять нормальную работу при существенном моменте вследствие перекоса вала. У однокарманного подшипника допустимый изгибающий момент незначителен.

Подшипники, воспринимающие радиально-упорную нагрузку, можно разделить на две группы. К первой относятся подшипники со сферической или конической формой сопрягаемой с валом поверхности. Такие подшипники

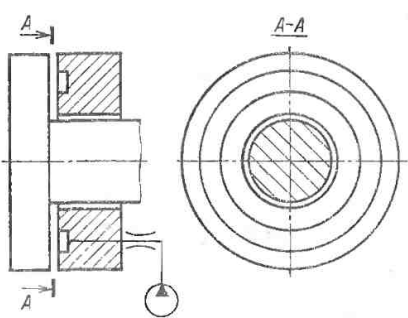


Рис. 4.21. Упорный подшипник с одним кольцевым несущим карманом

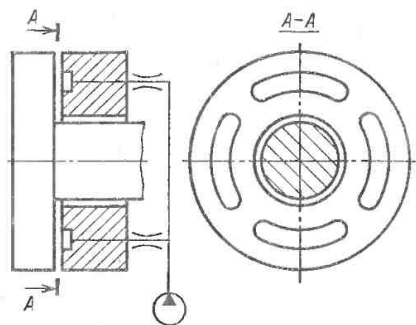


Рис. 4.22. Многокарманный упорный подшипник

сложны в изготовлении, но по конструктивным соображениям иногда оказываются предпочтительными. Ко второй группе относятся комбинированные радиально-упорные подшипники, имеющие цилиндрический и торцовый участки (рис. 4.23).

Подшипник, изображенный на рис. 4.23, а, имеет сливную полость, разделяющую цилиндрический и торцовый участки. Другие типы подшипника отличаются от первого тем, что не имеют этой сливной полости (рис. 4.23, б) или не имеют специального подвода смазки к упорному карману (рис. 4.23, в). Последние два типа подшипников характеризуются меньшим расходом смазки, чем первый тип, но и более низкими и зависимыми от осевого смещения характеристиками радиальной несущей способности и жесткости. Подшипник, изображенный на рис. 4.23, в, имеет при этом существенно меньшую несущую способность в осевом направлении, но по энергетическому критерию максимальной жесткости при заданном до-

пустном тепловыделении он немного экономичнее подшипника, показанного на рис. 4.23, б, и значительно экономичнее подшипника, изображенного на рис. 4.23, а [4.8].

Число несущих карманов в замкнутом радиальном подшипнике произвольно, но чаще применяются подшипники с четырьмя карманами. Это объясняется тем, что четное число карманов обеспечивает меньшую чувствительность характеристик подшипника к неточности его изготовления. Кроме того, с увеличением числа карманов нагрузочные характеристики подшипника увеличиваются незначительно, а сложность изготовления возрастает. Если учесть, что при четырех несущих карманах изменение нагрузочных характеристик подшипника в зависимости от направления течения смазки, как правило, не превышает 10 ... 15 % то выбор числа несущих карманов становится достаточно обоснованным. У подшипников с частичным углом охвата карманы расположены неравномерно, а их число колеблется от одного

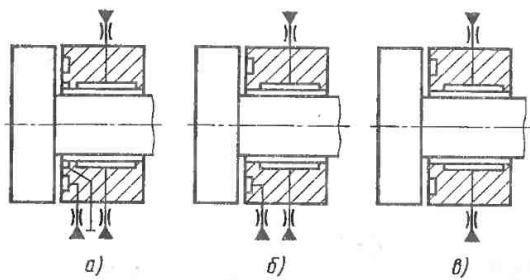


Рис. 4.23. Радиально-упорные подшипники: а — раздельный; б — комбинированный с подводом смазки в радиальные и упорные карманы; в — комбинированный с подводом смазки в радиальные карманы

до четырех. Длину перемычек в подшипнике выбирают в зависимости от условий его работы: частоты вращения, величины допустимого нагрева, максимальной нагрузки. От длины сливных перемычек подшипника l_1 , изображенного на рис. 4.17, зависят расход смазки и мощность, затрачиваемая на прокачку, а от длины перемычки между карманами l_2 — величина протечек смазки, общая площадь деаэрирующих перемычек и площадь трения на них. Общая длина подшипника, выбираемая исходя из конструктивных соображений, $L = 0,5 \dots 1,2D$. Наиболее употребимые длины перемычек: $l_1 = 0,05 \dots 0,2D$, $l_2 = 0,1 \dots 0,2D$.

Величина радиального зазора зависит от точности положения оси вала, нагрева и расхода смазки. Существует множество различных методических рекомендаций по выбору величины радиального зазора. Как правило, она изменяется в пределах $0,0001 \dots 0,001D$.

Глубина кармана равна $0,5 \dots 2$ мм. Это обеспечивает равномерность давлений по площади кармана при не слишком большом объеме рабочей жидкости в кармане и, следовательно, хороших динамических свойствах подшипника.

В гидростатическом подшипнике с взаимобратным дросселированием (см. рис. 4.26) длины входной и выходной перемычек равны $l_1 = l_2 = 0,05 \dots 0,1D$. Длину приемной камеры определяют из условия обеспечения требуемого расхода на прокачку смазки, а длина перемычки между приемными камерами и карманами зависит от жесткости подшипника и примерно равна $0,15D$. Общая длина подшипника выбирается в интервале $L = 1 \dots 1,5D$.

Величины осевого зазора, длины сливной перемычки и глубины кармана упорных и радиально-упорных гидростатических подшипников определяются из тех же соображений, что для радиальных подшипников. (Как правило, на торцовой части подшипника выполняется один карман. Если жесткость узла недостаточна или узел выполняется с одним радиальным подшипником, то упорный подшипник выполняется с несколькими — чаще с четырьмя — карманами).

4.4.2. Расчет гидростатических подшипников

Наибольшее число исследователей опирается в своих расчетах на уравнение Рейнольдса (4.9), граничными условиями которого являются условия постоянства давлений по площади каждого кармана и условия равенства давлений заданным значениям на напорных и сливных полостях. Для определения давлений в карманах подшипника составляют систему уравнений баланса расходов для каждого кармана с учетом формулы истечения жидкости через регулирующий ограничитель.

Так как уравнение Рейнольдса при таких сложных и комплексных граничных условиях не поддается непосредственному аналитическому решению, то его решают численными методами (конечных разностей или конечных элементов) или используют ряд упрощающих допущений. Методики расчета в первую очередь предусматривают допущение об однонаправленности потока смазки. Оно основано на том, что в большинстве применяемых конструкций гидростатических подшипников поперечный размер перемычек относительно направления потока смазки значительно превышает их продольный размер. Следовательно, на каждой перемычке давление поперек основного потока смазки практически равномерно. В результате этого смазка течет в направлении карман — слив на сливных перемычках и карман — карман на перемычках между карманами.

В методике расчета подшипника с однонаправленными потоками смазки заложена возможность учета большого числа параметров работы подшипника. Рассмотрим в качестве примера расчет радиального гидростатического подшипника с капиллярными дросселями (см. рис. 4.23) при произвольном положении вращающегося вала.

Уравнение баланса расходов для i -го кармана такого подшипника имеет вид

$$Q_{in} + Q_{i, i+1} + Q_{i, i-1} + Q_{ic} + Q_{\Pi} + Q_{om} = 0, \quad (4.96)$$

где $Q_{in} = (p_n - p_i) y_{ni}$ — поток через дроссель i -го кармана; $Q_{i, i-1} = (p_{i-1} -$

$-p_i) y_{i-1, i}$ и $Q_{i, i+1} = (p_{i+1} - p_i) \times$
 $\times y_{i, i+1}$ — переточки между карманами
 за счет разности давлений; $Q_{ic} =$
 $= -p_i y_{ic}$ — поток через сливные пере-
 мычки i -го кармана; $Q_{\Pi} = \pi dz \times$
 $\times (l - 2l_1) \Delta h_2 / 120$ — переточки между
 карманами за счет увлекаемых вращаю-
 щимся валом потоков; $Q_{см} = bd \times$
 $\times (1/\sqrt{2}) (\partial h_2 / \partial t)$ — изменение объема
 жидкости в i -м кармане при смещении
 оси вала с проекцией скорости $\partial h_2 / \partial t$ на
 середину кармана; p_{Π} , p_i , p_{i-1} и
 p_{i+1} — давление в смазке на участке;
 y_{ij} — проводимость участка $i - j$ под-
 шипника течению жидкости; Δh_2 — раз-
 ность эквивалентных вазоров двух тан-
 генциальных перемычек i -го кармана;
 n — частота вращения вала.

Для приведения уравнения баланса
 в безразмерную форму достаточно раз-
 делить все члены уравнения на мас-
 штабные значения давления и прово-
 димости (например, $p_0 = p_{\Pi}$, $y_0 =$
 $= (y_{ic}/2) / \epsilon = 0 = h^2 \pi D / 12 \mu n l_1$). (В даль-
 нейшем будем предполагать, что все
 уравнения записаны в безразмерном
 виде.)

Величина проводимости дросселя оп-
 ределяется параметром ν его настройки:
 $\nu = (2y_{hi}/y_{ic}) / \epsilon = 0 = y_{hi}$. Для оп-
 ределения проводимостей перемычек
 между карманами рассмотрим однона-
 правленный поток жидкости на этой
 перемычке:

$$\frac{\partial}{\partial z} [h^3 (\partial p / \partial z)] = -24\pi s_h (\partial h / \partial z), \quad (4.97)$$

где безразмерный параметр увлекае-
 мых потоков $s_h = \mu D / (24 G p_{\Pi} h^2)$.

После интегрирования и подстановки
 граничных значений получим:

$$\begin{aligned}
 Q = & \frac{\Delta p}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)} \frac{(l - 2l_1) l_1 h}{\pi D l_2} + \\
 & + 24s_h \frac{l_1}{D} \frac{l - l_1}{D} h \times \\
 & \times \frac{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)}, \quad (4.98)
 \end{aligned}$$

где Z_1, Z_2 — координаты границ пере-
 мычки;

$$\begin{aligned}
 J_2(Z) &= \int_0^Z \frac{ds}{(1 - \epsilon \cos(s - s_0))^2}, \\
 J_3(Z) &= \int_0^Z \frac{ds}{(1 - \epsilon \cos(s - s_0))^3}
 \end{aligned}$$

вычисляются аналитически [4.2].

В результате аналитических вычис-
 лений для проводимости участка ($i -$
 $- 1$) — i можно получить такое вы-
 ражение:

$$\begin{aligned}
 y_{i-1, i} &= \frac{Q_{i-1, i}}{\Delta p_{i-1, i}} = \frac{(l - 2l_1) l_1 h}{\pi D l_2} \times \\
 & \times \frac{1}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)}. \quad (4.99)
 \end{aligned}$$

Аналогичным образом определяют
 $y_{i, i+1}$ и y_{ic} . На основании уравнений
 (4.97) и (4.98) при подстановке реше-
 ний (4.99) для потока переточки между
 карманами Q_{Π} и изменения объема
 жидкости $Q_{см}$ получаем такие расчет-
 ные формулы:

$$\begin{aligned}
 Q_{\Pi} &= 24s_h \frac{l_1}{D} \frac{l - l_1}{D} \times \\
 & \times h \frac{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)}; \quad (4.100) \\
 Q_{см} &= 48s_h \frac{l_1}{D} \frac{l - l_1}{D} h \sin \frac{\pi}{4}. \quad (4.101)
 \end{aligned}$$

В результате подстановки всех най-
 денных значений в уравнения баланса
 расходов (4.96) получаем линейную от-
 носительно давлений в карманах си-
 стему уравнений, по которым опреде-
 ляются значения давления в карманах.
 Результирующее распределение давле-
 ний на перемычках с учетом гидроди-
 намического эффекта определяют по
 следующим формулам:

для перемычек между карманами

$$\begin{aligned}
 p = & J_3(Z) \frac{\Delta p}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)} + \\
 & + \frac{p_1 J_3(Z_2) - p_2 J_3(Z_1)}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)} + \\
 & + 12\pi s_h \left(J_3(Z) \frac{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)} + \right.
 \end{aligned}$$

$$+ \frac{J_2(Z_1) J_3(Z_2) - J_3(Z_1) J_2(Z_2)}{J_3(Z_2) - J_3(Z_1)} - J_2(Z); \quad (4.102)$$

для сливных перемычек

$$p = p_1 + (p_2 - p_1) \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \times \\ \times \frac{2 + x_1 + x}{2 + x_1 + x_2} \left(\frac{1 + \alpha x_2}{1 + \alpha x} \right)^2. \quad (4.103)$$

Линейность упрощенного уравнения Рейнольдса позволяет применить принцип суперпозиции для сливных перемычек с целью учета гидродинамического клина на них. В этом случае к гидростатическому распределению давления прибавляют гидродинамическое распределение давления, полученное по формулам для узкого подшипника [4.9]:

$$p = \frac{\pi N \epsilon \mu \sin z}{20 h_0^3 (1 + \epsilon \cos z)^3} \times \\ \times \left(\frac{l_1^2}{4} - x^2 \right). \quad (4.104)$$

На суммарное значение давления $p = p_1 + p_2$ накладывается условие неотрицательности.

Результирующие значения несущей способности определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} w_x &= \int_0^L \int_0^{2\pi} p(z, x) \cos z \, dz \, dx \\ w_y &= \int_0^L \int_0^{2\pi} p(z, x) \sin z \, dz \, dx \end{aligned} \right\} \quad (4.105)$$

Для определения рабочих характеристик подшипника при динамическом режиме рассчитывают реакцию опоры скольжения на периодическую внешнюю нагрузку. Такой расчет может быть выполнен при простых случаях методом малого параметра, а при более сложных случаях численными методами. Проведенные исследования показывают, что динамические коэффици-

циенты жесткости и демпфирования практически не зависят от частоты колебаний вала, если последние не превышает 5000 Гц, а влияние инерции смазки при этом несущественно [4.12].

Наличие большого числа различных методик расчета и проектирования гидростатических подшипников привело к необходимости создания упрощенных методик расчета, обеспечивающих требуемую на практике точность (в пределах 10 ... 20 %) [4.11]. В основе упрощенных методов лежит аналитическое решение упрощенной системы уравнений баланса расходов и применение принципа суперпозиции для определения влияния гидростатического эффекта, переноса смазки вращающимся валом и демпфирования. Наглядно последовательность таких расчетов можно представить следующим образом.

Для рассчитываемого подшипника составляют аналоговую схему потоков смазки. Для каждого потока определяется его величина (в случае смещения или вращения вала) или сопротивление его течению (для потоков типа насос—карман, карман—карман, карман—слив). Перенос смазки вращающимся или смещающимся валом в расчетной схеме изображается источником потока. Для определения величин сопротивлений осредняют зазор в перемычке (как правило, $h_c = 1/(x_2 - x_1) \times$

$$\times \left[\int_{x_1}^{x_2} h^3(x) \, dx \right].$$

При этом расчеты про-

водятся, как правило, для двух вариантов направления воздействующей нагрузки: на середину кармана и на середину перемычки. Полученные аналоговые схемы рассчитываются методами теории цепей. С их помощью определяются давления в каждом кармане и несущая способность смазки. В результате получают аналитические зависимости давления и несущей способности от эксцентриситета ϵ и скорости смещения $\dot{\epsilon}$. Коэффициенты гидростатической жесткости и жесткости увлекательных потоков определяются численным дифференцированием соответствующей несущей способности по ϵ , а коэффициент демпфирования — дифференцированием по $\dot{\epsilon}$ [4.1, 4.2, 4.6, 4.8, 4.10 и 4.11].

При проектировании и конструировании очень часто большой интерес представляют характеристики жесткости подшипника при соосном положении вала в корпусе. Это объясняется не только практической важностью таких характеристик и их инвариантностью к направлению нагрузки, но и относительной простотой аналитической зависимости. В качестве примеров применения этих теоретических подходов приведем результаты расчетов безразмерных нагрузочных коэффициентов для двух типов подшипников.

Радиальный гидравлический подшипник (см. рис. 4.17). Исходные данные для расчета: $D = 100$ мм, $L = 100$ мм, $l_1 = 10$ мм, $l_2 = 10$ мм, $\nu = 1$, $h_0 = 0,03$ мм, $\rho_H = 2$ МПа, $\mu = 0,05$ Па·с, $n = 1000$ об/мин.

Для расчета гидростатической жесткости подшипника предлагается формула

$$J_{rc} = 3,82 \frac{L - l_1}{D} \times \frac{\nu}{(1 + \nu) \left(1 + \nu + \frac{4(L - l_1) l_1}{\pi D l_2} \right)} \times \frac{\rho_H D^2}{h_0}$$

После подстановки исходных данных получим $J_{rc} = 364$ МН/м.

Для расчета жесткости увлекаемых потоков предлагается выражение

$$J_{\Pi} = 96s_s \left(\frac{L - l_1}{D} \right)^2 \frac{l_1}{L} \times \frac{1}{1 + \nu + \frac{4(L - l_1) l_1}{\pi D l_2}} \frac{\rho_H L D}{h_0}$$

Численный расчет позволяет получить такой результат: $J_{\Pi} = 1907$ МН/м.

Для оценки демпфирования скорости смещения вала используем выражение

$$J_{cm} = 96s_s \left(\frac{L - l_1}{D} \right)^2 \frac{l_1}{L} \frac{h_0}{\pi} \times \frac{1}{1 + \nu + \frac{4(L - l_1) l_1}{\pi D l_2}} \frac{\rho_H L D}{h_0}$$

где $s_s = \frac{\mu s}{4\rho_H} (D/h_0)^2$ и $v = 10^{-8}$ м/с — скорость, соответствующая колебаниям вала с частотой 50 Гц и амплитудой 10 мкм.

В результате расчета имеем $J_{cm} = 2900$ Н. Расход смазки оценивается формулой

$$Q = \rho_H \frac{h_0^3 \pi D}{6\mu l_1} \frac{\nu}{1 + \nu} = 2,88 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$$

Мощность, расходуемая на прокачку смазки, имеет следующую величину:

$$N_{\Pi} = \rho_H^2 \frac{h_0^3 \pi D}{6\mu l_1} \frac{\nu}{1 + \nu} = 0,56 \text{ Вт}$$

а мощность, расходуемая на трение при вращении вала, составит

$$N_T = (4(L - 2l_1) l_2 + 2\pi D l_1) \times \left(\frac{\pi}{60} DN \right)^2 \frac{\mu}{h_0} = 43 \text{ Вт}$$

Гидростатический подшипник с взаимобратным дросселированием (см. рис. 4.20). Исходные данные для расчета: $D = 100$ мм, $L = 100$ мм, $l_1 = 5$ мм, $l_2 = 10$ мм, $l_3 = 15$ мм, $l_4 = 5$ мм, $l_5 = 5$ мм, $h_0 = 0,03$ мм, $\rho_H = 2$ МПа, $\mu = 0,05$ Па·с, $n = 1000$ об/мин. Для расчета гидростатической жесткости используется формула

$$J_{rc} = \frac{\rho_H ([-1,5l_1 - l_3 - 2l_4 - 0,5l_5] D)}{h_0} \times \frac{l_5}{l_1 + l_5} \times \frac{7,637}{1 + \frac{l_5}{l_1} + \frac{4l_5}{l_3} + 8 \frac{(L - 0,5(l_1 + l_5)) l_5}{\pi D l_2}}$$

Расчет позволяет получить следующее значение $J_{rc} = 392$ МН/м.

Для расчета жесткости стержня увлекаемого потоков предлагается выражение

$$J_{\Pi} = \frac{\rho_{\text{ж}}(L - 1,5l_1 - l_3 - 2l_4 - 0,5l_5)^2 D}{h_0 L} \times \\ \times 0,8 \frac{\mu N}{\rho_{\text{ж}}} \frac{L^2}{h_0^2} \frac{l_5}{l} \times \\ \times \frac{1}{1 + \frac{l_5}{l_1} + \frac{4l_5}{l_3} +} \\ + \frac{8(L - 0,5(l_1 + l_5)) l_5}{\pi D l_2}$$

В результате расчета получаем $J_{\Pi} = 799$ МН/м.

Демпфирование скорости смещения вала оценивается формулой

$$J_{\text{см}} = \frac{\rho_{\text{ж}}(L - 1,5l_1 - l_3 - 2l_4 - 0,5l_5)^2 D}{h_0 L} \times \\ \times \frac{4\nu h_0}{h} \frac{\dot{\epsilon}\mu}{\rho_{\text{ж}}} \frac{L^2}{h_0^2} \frac{l_5}{L} \times \\ \times \frac{1}{1 + \frac{l_5}{l_1} + \frac{4l_5}{l_3} +} \\ + \frac{8(L - 0,5(l_1 + l_5)) l_5}{\pi D l_2}$$

где $\epsilon = 10^{-2}$ м/с — скорость, соответствующая колебаниям вала с частотой 50 Гц и амплитудой 10 мкм.

Расчет дает $J_{\text{см}} = 1214$ Н.

Расход смазки рассчитывается по формуле

$$Q = \rho_{\text{ж}} \frac{h_0^3 \pi D}{12\mu (l_1 + l_5)} = 2,88 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность, расходуемая на прокачку смазки, имеет такую величину

$$N_{\Pi} = \rho_{\text{ж}}^2 \frac{h_0^3 \pi D}{12\mu (l_1 + l_5)} = 0,56 \text{ Вт},$$

а мощность, расходуемая на трение при вращении вала, составит

$$N_{\tau} = (4(L - l_1 - l_3 - l_5) l_2 + \\ + \pi D (l_1 + l_3 + l_5)) \times \\ \times \left(\frac{\pi}{60} DN\right)^2 \frac{\mu}{h_0} = 51 \text{ Вт}.$$

В результате таких расчетов и для радиального гидростатического подшипника (см. рис. 4.17), и для гидростатического подшипника с взаимно обратным дресселированием (см. рис. 4.20) конструктор получает необходимые данные для обеспечения надежной и долговечной работы этих подшипников при реализации жидкостного режима трения.

4.5. ЭЛАСТОГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ, ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ И КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

В технике существуют два принципиально различающихся вида узлов трения: конформные и неконформные. В конформных узлах взаимодействующие поверхности являются как бы взаимным отображением друг друга, к ним относятся подшипники скольжения и направляющие. Вторую группу образуют неконформные узлы (узлы с сосредоточенным контактом), в которых между формами взаимодействующих поверхностей нет никакой геометрической связи. К ним относятся подшипники качения, кулачковые механизмы и всевозможные зубчатые зацепления.

Конформным узлам, работающим при гидродинамической и граничной смазке, были посвящены предыдущие разделы данной главы. Предметом этого раздела будет рассмотрение трибологических явлений, происходящих в неконформных узлах.

Для конструирования надежного и долговечного реального узла трения, т. е. определения его геометрических параметров, кинематики и динамики, подбора материалов трящихся пар и смазочного материала, необходимо знать о всех происходящих в нем явлениях, называемых условиями трения. Это приводит к необходимости сведения реального узла, каким является, например, подшипник качения или зубчатая передача, к теоретической модели, для которой существует необходимое аналитическое решение и которая с соответствующим приближе-

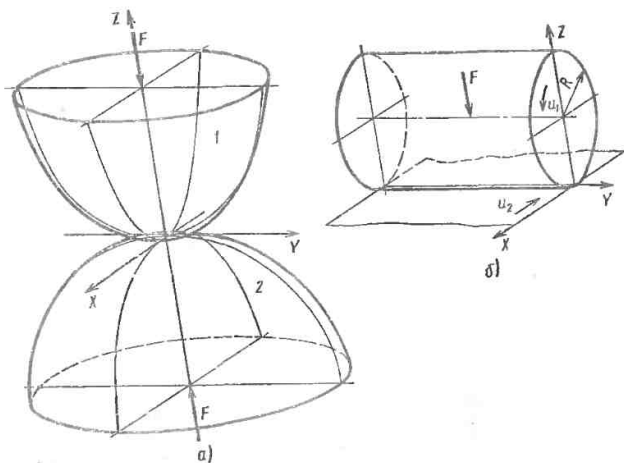


Рис. 4.24. Модели неконформного стыка:

а — точечная модель; б — линейная модель; 1 и 2 — тела, находящиеся в контакте; F — нормальная сила; R — радиус; u_1 — окружная скорость цилиндра; u_2 — поступательная скорость полупространства

нием отображает реальный узел трения. Для этого необходимо знать основные теоретические модели трения и общую информацию о характере величин, описывающих реальные узлы трения, и о моделировании узлов трения.

Наиболее общей теоретической моделью неконформного узла (рис. 4.24, а) являются прижимаемые друг к другу два упругих тела с искривленными поверхностями, перемещающиеся относительно друг друга вследствие движения качения, скольжения и сближения в направлении общей нормали. Одновременно все величины, описывающие контакт тел (геометрические размеры, нагрузка и скорости), могут изменяться во времени и пространстве. Простейшей моделью является прижимаемый с постоянной силой к полупространству цилиндр (рис. 4.24, б), контактирующий с ним вдоль бесконечной прямой линии и перемещающийся относительно нее движением качения с возможным проскальзыванием в направлении нормали к линии стыка. В обоих случаях в зоне контакта находится смазочный материал.

По характеру контакта обеих моделей без нагрузки и под нагрузкой, когда взаимодействующие тела считаются жесткими, первая модель называется моделью с точечным контактом, вторая — моделью с линейным контактом. Линейная модель может иметь столь же сложный характер, что и точечная. Например, в отличие от контакта (см. рис. 4.24, б) контакт тел может осуществляться вдоль конечной искривленной пространственной линии, по длине которой свойства контакта изменяются.

В результате деформации тел под действием нагрузки точечный контакт переходит в контакт по некоторой области, ограниченной замкнутой пространственной кривой, а линейный контакт — в полосу контакта.

Все реальные неконформные узлы трения находятся как бы между наиболее сложной точечной и простейшей линейной моделями (см. рис. 4.24). Рассмотрим, например, один из простейших узлов трения — роликовый радиальный подшипник качения. В этом подшипнике стык цилиндрического ролика с дорожкой отличается

от простейшей модели трения только изменением нагрузки во время вращения ролика в подшипнике и конечной длиной линии контакта.

Наиболее сложным узлом трения является гипоидная передача, в которой контакт зубьев близок к теоретической точечной модели с наиболее сложной характеристикой. Тем не менее в результате технологического процесса, формирующего этот узел, и кинематики зацепления возникает определенная регулярность в изменениях величины, характеризующих контакт. Небольшое, непрерывное и регулярное изменение условий контакта на отрезке зацепления, соответствующем размеру контактной области, позволяет рассматривать условия взаимодействия как квазистатические. Становится возможным рассматривать установленные условия взаимодействия и определять текущие условия трения для конкретных состояний, возникающих вдоль линии зацепления. Из-за небольших размеров контактного поля по сравнению с размерами контактирующих тел, пропорционально которым изменяются характеристики контакта, такое упрощение не приводит к значительной ошибке в оценке условий трения для большинства реальных узлов трения и величин, характеризующих стук. Исключением из этого правила является изменение нагружения, вызванное колебаниями с периодом, сравнимым со временем перехода точки взаимодействия поверхностей через контактную область.

Вблизи статического поля контакта расположена сходящаяся щель между поверхностями взаимодействующих тел. При наличии в ней жидкого и пластичного смазочного материала и взаимном перемещении поверхностей возникает гидродинамическое давление. Это давление, действуя на взаимодействующие поверхности, может уравновесить силу, прижимающую тела, и привести к образованию между ними пленки смазочного материала, создающей условия жидкостного трения. Если сила гидродинамического подъема меньше силы, действующей на тела, в зоне их контакта возникают условия смешанного трения (см. гл. 4, т. 1 и гл. 3 т. 2 справочника).

Гидродинамическое давление создается только составляющей скорости движущейся поверхности в направлении сужения щели, обычно эта составляющая перпендикулярна к краю статического поля контакта и называется гидродинамической скоростью. Составляющая скорости вдоль края контакта, т. е. перпендикулярная к направлению сужения, вызывает только сдвиг смазочного материала и дополнительные потери от трения.

Взаимное движение тел может быть очень сложным, но в некоторый момент его можно рассматривать как поступательное и вращательное движения в плоскости поля контакта и плоскости, перпендикулярной к линии контакта (рис. 4.25), а затем определить гидродинамические составляющие качения и скольжения.

Основную информацию о характере узла трения дает его поле контакта. На рис. 4.26 показаны поля статического контакта основных узлов трения. При большой длине поля контакта и переменного поля скоростей оценку условий трения всего узла можно проводить на основе анализа условий взаимодействия в дискретных областях контакта (рис. 4.26, е).

В реальных узлах трения при эллиптическом контакте (рис. 4.26, б) отношение полуосей эллипса, как правило, больше 10 и форма поля контакта близка к узкой полосе, следовательно, в большинстве случаев можно принять условие, что реальные поля контакта по форме близки к линейной полосе.

Наиболее полно благодаря простоте изучена линейная модель, к которой могут быть отнесены случаи *а* и *б* (рис. 4.24). Имеется также достаточное количество решений для точечных моделей, представленных на рис. 4.26, *в* и являющихся дополнительными по отношению к линейной модели. Условия трения в узлах с полями контакта, показанными на рис. 4.26, *г*, *д*, *е*, можно оценить лишь путем соответствующего приближения к моделям с полями контакта, представленными на рис. 4.26, *а*, *б* и *в*. Прямоугольное поле контакта (см. рис. 4.26, *а*) характерно для роликового подшипника качения, прямозубой зубчатой передачи и кулачкового механизма; эллиптическое

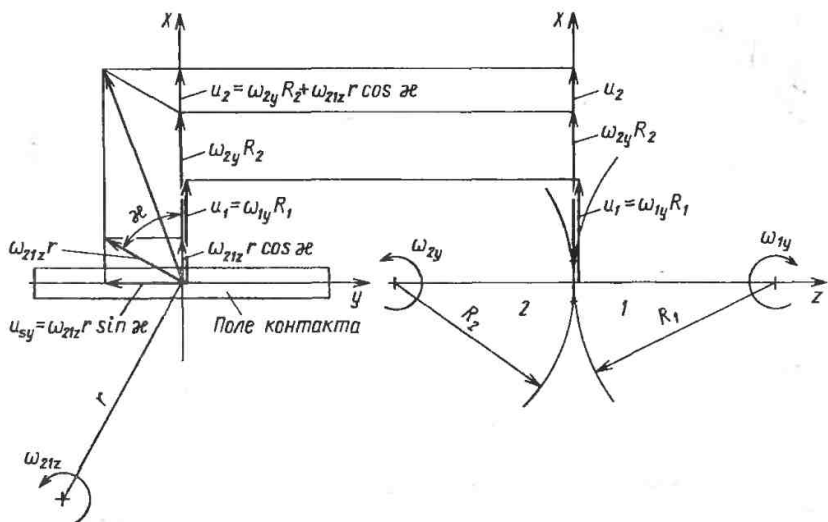


Рис. 4.25. Кинематика и геометрия контактирования по образующей цилиндра двух цилиндрических тел, имеющих разные радиусы и разные окружные скорости:

X , Y и Z — координаты; 1 и 2 — цилиндры, находящиеся в контакте; R_1 и R_2 — радиусы цилиндров; ω_1 и ω_2 — угловые скорости; u_1 и u_2 — окружные скорости; u_3 — скорость скольжения в контакте; r — радиус трения; α — угол трения

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2} = \frac{\omega_1 Y R_1 + \omega_2 Y R_2 + \omega_{21} Z r \cos \alpha}{2},$$

$$u_{sX} = u_2 - u_1 = \omega_2 Y R_2 + \omega_{21} Z r \cos \alpha - \omega_1 Y R_1,$$

$$u_{sY} = \omega_{21} Z r \sin \alpha$$

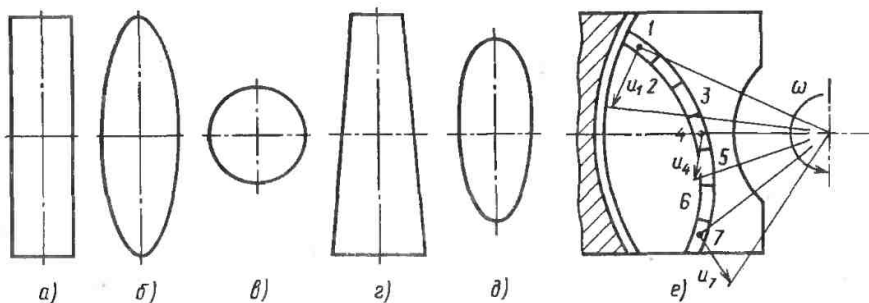


Рис. 4.26. Поля статического контакта реальных узлов трения:

а — прямоугольное; б — эллиптическое; в — круговое; г — трапециевидно д — для гипсовой передачи; е — для червячной передачи

поле контакта (см. рис. 4.26, б) — для шариковых фрикционных передач и шариковых и бочкообразных роликовых подшипников (за исключением контакта на внешней дорожке самоустанавливающегося шарикового подшипника, которому соответствует круговое поле контакта (см. рис. 4.26, в)). Трапециевидное поле контакта (см. рис. 4.26, г) возникает в конических подшипниках качения, цилиндрических косозубых и конических зубчатых передачах.

Таким образом, для моделирования реального узла трения необходимо знать поле статического контакта взаимодействующих тел, поле взаимных скоростей, характер изменений нагрузки.

Известно, что наилучшие условия трения в неконформных узлах, обеспечивающие исправную работу и хорошую долговечность, создает жидкостное трение или смешанное трение с максимально возможной долей жидкостного трения. Поэтому, конструируя узел трения, стремятся к достижению в нем таких условий.

Явления сухого и граничного трения, которые вместе с жидкостным составляют условия смешанного трения, не зависят от того, является ли узел трения конформным или неконформным. Поэтому рассмотрим образование пленки смазочного материала и оценим, создает ли она условия жидкостного или смешанного трения.

Гидродинамическую пленку образуют вязкие жидкости, какими являются масла и различные пластичные смазочные материалы. При высоких давлениях (до 5000 МПа), возникающих при трении в неконформном контакте, проявляется зависимость вязкости масла от давления в нем. Эта зависимость, как уже указывалось выше, для большинства масел, например для минеральных масел и сделанных на их базе пластичных смазочных материалов, имеет экспоненциальный или близкий к экспоненциальному характер:

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (4.19')$$

или ранее $\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$ [см. формулу (4.19)]. Коэффициент вязкости в этом

диапазоне находится в диапазоне $0,01 < \alpha < 0,04 \text{ МПа}^{-1}$. При $\alpha = 0,02 \text{ МПа}^{-1}$ и давлении в пленке $p = 50 \text{ МПа}$ вязкость возрастает в 2,7 раза. Если давление достигает 500 МПа, то вязкость возрастает более чем в 4000 раз. Такой рост вязкости полностью изменяет характер явлений по отношению к их протеканию при небольшом изменении вязкости.

Другим фактором, определяющим условия образования пленки смазочного материала, является влияние деформаций взаимодействующих тел на форму пленки. Ее оценивают по величине отношения максимальных статических нормальных деформаций к радиусу взаимодействующих деталей или по толщине пленки (рис. 4.27).

В связи с разным влиянием деформаций и изменений вязкости на условия образования пленки смазочного материала в неконформных узлах, существует несколько моделей этой пленки.

При малых давлениях статического контакта между взаимодействующими металлическими поверхностями деформации незначительно влияют на форму пленки и вязкость смазочного материала. Можно предположить независимость этих величин от давления, что создает обычные гидродинамические условия образования пленки. Такие условия существуют при взаимодействии ненагруженных узлов трения, например при перекачивании шарика или ролика в ненагруженной зоне подшипника качения. С точки зрения прочности взаимодействующих деталей эти гидродинамические силы не имеют значения, но важны при оценке потерь трения.

Очень большое значение в технике смазки нагруженных деталей имеют условия образования эластогидродинамической (ЭГД)-пленки смазки, при которых давление существенно влияет на деформации контактирующих тел, т. е. на форму пленки и на вязкость смазочного материала (см. рис. 4.27, б). Такие условия возникают при средних нагрузках в узлах трения, в которых взаимодействуют металлические поверхности.

Между гидродинамическими и эластогидродинамическими условиями образования пленки смазки существуют

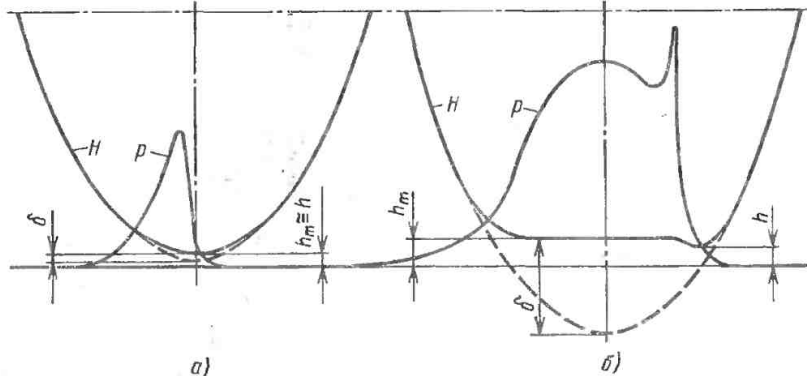


Рис. 4.27. Влияние нагрузки и деформаций на характер пленки смазочного материала: а — гидродинамическая пленка; б — эластогидродинамическая пленка; H — профиль деформируемого тела; p — давление в смазочной пленке; h_m — максимальная толщина смазочной пленки; δ — минимальная толщина смазочной пленки; δ — деформация тела

переходные условия с промежуточными свойствами.

При упругом контакте нормальные деформации зависят от квадрата отношения давления и модуля Юнга контактирующих деталей. При контакте пластмассовых поверхностей, модуль упругости которых в 100 раз меньше модуля упругости металлических деталей, это соотношение сохраняется. Но в этих условиях деформации пластмассовых поверхностей такие же, как и в эластогидродинамических условиях, поэтому вязкость от давления изменяется незначительно.

Поскольку в этих условиях доминирует только фактор деформации, то такие условия смазки называются полуэластогидродинамическими условиями или эластогидродинамическими условиями для материалов с малым модулем упругости.

Таким образом, в неконформных узлах существуют следующие четыре основные модели пленки смазочного материала: гидродинамическая, полуэластогидродинамическая, переходная между эластогидродинамическими и гидродинамическими условиями, эластогидродинамическая.

Каждая из этих моделей может несколько отклоняться от своего основного вида в зависимости от дополнительных условий, влияющих на ее характеристики.

В случае чистого качения или качения взаимодействующих деталей с проскальзыванием порядка нескольких процентов, достаточную точность обеспечивает изотермическое решение этих моделей, т. е. решение, не учитывающее воздействие тепловых факторов. Но при большем скольжении для оценки свойства пленки необходимо пользоваться неизотермическим решением.

Представленные базовые модели разработаны для ньютоновской модели смазочного материала, вязкость которого в зависимости от давления изменяется в соответствии с уравнением (4.19'). Эта модель с хорошим приближением описывает свойства всех минеральных масел и значительной части синтетических. Остальные смазочные материалы, не отвечающие указанным условиям, можно разделить на две группы. Первая характеризуется зависимостью вязкости от скорости сдвига, но с достаточным приближением может быть описана уравнением (4.19). К ней относятся часть синтетических масел и сделанные на их базе и на минеральной базе пластичные смазки. Эти смазочные материалы с различными отклонениями количественного характера по толщине пленки смазки и давлению в ней в состоянии образовывать эластогидродинамическую пленку смазки.

Вторую группу образуют жидкости, вязкость которых почти не зависит от давления (например, вода) или которые проявляют эту зависимость с запаздыванием по времени. Если время запаздывания больше или сравнимо с временем прохода молекул масла через зону контакта, которое обычно меньше 1 мс, то масло такого рода образует не эластогидродинамическую пленку, а пленку с чертами других базовых моделей или с промежуточными свойствами.

Важнейшим положением при разработке базовых моделей является предположение о полном заполнении зазора между деталями смазочным материалом или таком заполнении, которое не влияет на свойства пленки. На практике такое условие не может быть выполнено вследствие слишком малого количества смазочного материала, подводимого в зону контакта. Происходит недостаточное смазывание, которое приводит к уменьшению толщины пленки.

В заключение общего обзора условий образования жидкостного трения в неконформных узлах надо отметить, что ЭГД-пленка является источником жидкостного трения в абсолютном большинстве случаев неконформного контакта в технике. Одновременно отношение толщины ЭГД-пленки к эквивалентному радиусу кривизны контактирующих деталей находится в диапазоне $10^{-6} < h/R < 10^{-4}$, ее толщина 0,01 ... 10 мкм. Несмотря на столь малую толщину (значительно меньшую, чем в конформных узлах) после обработки взаимодействующих поверхностей, она в состоянии обеспечить полноценные условия жидкостного трения без изнашивания трущихся поверхностей при нормальных условиях работы (см. гл. 2 т. 1 и гл. 3 т. 2 этого справочника).

4.5.1. Нормальные напряжения, деформации и поле контакта неконформных деталей

Проблема определения свойств статического контакта взаимодействующих деталей в неконформных узлах сводит-

ся к определению вида и типа поля контакта, действующих в нем нормальных напряжений и деформаций в поле и около него.

Для пространственных моделей (точечных и линейных) с изменяющимися вдоль линии контакта свойствами связь между напряжениями и деформациями вытекает из решения задачи Буссинеска по оценке изгиба края упругого полупространства, нагруженного зоной давления на его краю. Линейную модель с постоянными свойствами вдоль прямой линии контакта можно рассматривать как плоскую задачу в плоскости, перпендикулярной к линии контакта, для которой связь между напряжениями и деформациями определяется решением задачи Фламанта.

Формулы Герца, которые позволяют довольно просто определить указанную связь между напряжениями и деформациями при точечном контакте, являются частным случаем решения задачи Буссинеска в предположении нагружения полупространства полуэллипсоидом давления, расположенным на эллиптическом участке края. В случае линейного контакта эти решения соответствуют задаче Фламанта при нагружении края полуплоскости полуэллипсом давления. В связи с этим они справедливы только для контактов тел, отвечающих следующим условиям: кривизна поверхности должна изменяться непрерывно; область контакта мала по сравнению с радиусами кривизны и размерами тел и отдалена от их краев.

На практике эти условия не всегда выполняются, и величины, определенные на основании формул Герца, только приближенно соответствуют фактическим. Для более точного определения характеристик контакта надо воспользоваться решениями задач Буссинеска и Фламанта.

При использовании решений задач Буссинеска и Фламанта геометрию недеформированных тел можно заменить контактом упругого полупространства с телом, имеющим эквивалентную геометрию, или в случае плоской модели — контактом полуплоскости с эквивалентной геометрической фигурой.

Критерием строения эквивалентной модели является сохранение в зоне

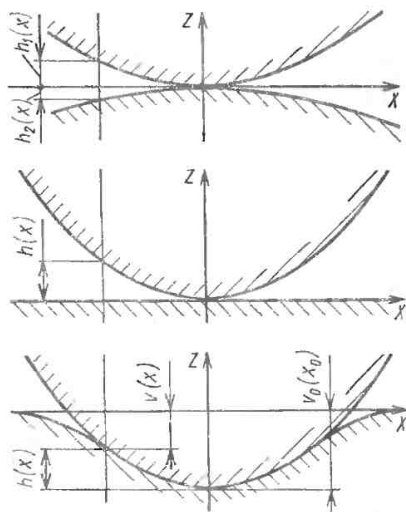


Рис. 4.28. Плоская эквивалентная модель двух контактирующих искривленных поверхностей

предусматриваемого поля контакта той же высоты зазора в направлении главной нормали контакта и кривизны поверхности, существующей в фактическом стыке. В эквивалентной модели высоту зазора в точке с координатами x, y определяют по зависимости

$$h(x, y) = h_1(x, y) + h_2(x, y). \quad (4.106)$$

В случае плоской модели (рис. 4.28) $y = \text{const}$ и выражение (4.106) примет вид:

$$h(x) = h_1(x) + h_2(x).$$

В таком моделировании эквивалентное тело и фигуру можно считать жесткими, и эквивалентный модуль упругости полупространства или полуплоскости определяется выражением

$$E' = \frac{2E_1E_2}{(1-\nu_1^2)E_1 + (1-\nu_2^2)E_2}, \quad (4.107)$$

где $E_{1,2}$ — модули упругости; $\nu_{1,2}$ — коэффициент Пуассона материалов контактирующих тел.

При большом искривлении поверхности поля контакта такое моделирование вносит некоторую трудно оцени-

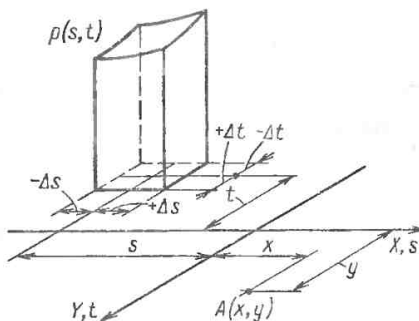


Рис. 4.29. Нагружение прямоугольного поля края полупространства постоянным распределением давления

ваемую погрешность. Получение точного решения возможно при использовании метода пространственных конечных элементов с соответствующей плотностью сетки. (Общее решение задачи Буссинеска читатель может найти в книгах по теории упругости).

В соответствии с общим решением Буссинеска нормальная деформация края полупространства с эквивалентным модулем упругости в точке $A(x, y)$ (рис. 4.29) под влиянием постоянного давления по элементарному прямоугольнику размерами $2\Delta s, 2\Delta t$ и с координатами s, t определяет зависимость

$$v(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \int_{|x-s|-\Delta s}^{|x-s|+\Delta s} \int_{|y-t|-\Delta t}^{|y-t|+\Delta t} p(s, t) \frac{ds dt}{\sqrt{(x-s)^2 + (y-t)^2}}. \quad (4.108)$$

Изгиб полупространства в этой точке под действием давления во всем поле контакта является суммой деформаций под действием давления во всех дискретных площадках:

$$v(x, y) = \sum_{\substack{i=1, n \\ j=1, m}} V_{i, j}(x, y). \quad (4.109)$$

Суммарная сила прижима, уравновешивающая давление в поле контакта, определяется формулой

$$F = \sum_{\substack{i=1, n \\ j=1, m}} \int_{|x-s|-\Delta s}^{|x-s|+\Delta s} \int_{|y-t|-\Delta t}^{|y-t|+\Delta t} p(s, t) ds dt. \quad (4.110)$$

Наибольшие деформации y_0 возникают в начальной точке контакта, где обычно находится начало системы координат. Величины нормальных деформаций во всех остальных точках зоны контакта определяются зависимостью

$$v(x, y) = v_0(x_0, y_0) - h(x, y). \quad (4.111)$$

Уравнения (4.108) и (4.109) позволяют определить прогиб краевых точек полупространства под воздействием заданного распределения давления. На практике обычно известны только форма контактирующих деталей и нагрузка и необходимо найти вид и форму контактного поля, а также давление в нем. Определение этих величин возможно только методом итераций. Для этого удобно пользоваться уравнения-

ми (4.108)–(4.110) и решением системы уравнений (4.111), (4.109), (4.108) и (4.110). В качестве критерия сходимости итерационного процесса надо принять давление больше нуля внутри поля контакта, но равное нулю снаружи этой области. Для первой итерации удобно использовать область поля контакта и действующего в нем давления, которые определены по формулам Герца. В первом приближении $v(x, y) = kp(s = x, t = y)$, что значительно сокращает итерационный процесс.

Удобно также провести дискретное разделение, чтобы при требуемой точности расчета можно было предположить постоянство давления в интервале. Тогда зависимость (4.108) после нитегрирования примет вид:

$$v(x, y) = \frac{2}{\pi E'} p(s, t) \times$$

$$\times \left\{ (|y-t| + \Delta t) \ln \frac{(|x-s| + \Delta s) + \sqrt{(|x-s| + \Delta s)^2 + (|y-t| + \Delta t)^2}}{(|x-s| - \Delta s) + \sqrt{(|x-s| - \Delta s)^2 + (|y-t| + \Delta t)^2}} + \right. \\ + (|y-t| - \Delta t) \ln \frac{(|x-s| - \Delta s) + \sqrt{(|x-s| - \Delta s)^2 + (|y-t| - \Delta t)^2}}{(|x-s| + \Delta s) + \sqrt{(|x-s| + \Delta s)^2 + (|y-t| - \Delta t)^2}} + \\ + (|x-s| + \Delta t) \ln \frac{(|y-t| + \Delta t) + \sqrt{(|y-t| + \Delta t)^2 + (|x-s| + \Delta s)^2}}{(|y-t| - \Delta t) + \sqrt{(|y-t| - \Delta t)^2 + (|x-s| + \Delta s)^2}} + \\ \left. + (|x-s| - \Delta s) \ln \frac{(|y-t| - \Delta t) + \sqrt{(|y-t| - \Delta t)^2 + (|x-s| - \Delta s)^2}}{(|y-t| + \Delta t) + \sqrt{(|y-t| + \Delta t)^2 + (|x-s| - \Delta s)^2}} \right\}. \quad (4.112)$$

В соответствии с решением Фламанта перемещение края полуплоскости с эквивалентным модулем упругости в точке с координатой x (рис. 4.30, а) под воздействием давления с непрерывным распределением определяет зависимость

$$v(x) = -\frac{4}{\pi E'} \int_{s_1}^{s_2} p(s) \times \\ \times \ln|x-s| ds + \text{const.} \quad (4.113)$$

Одновременно удельная сила прижима

$$w = \int_{s_1}^{s_2} p(s) ds. \quad (4.114)$$

Форму зазора между взаимодействующими телами определяют относительные перемещения точек края полуплоскости относительно некоторой точки контакта. Благодаря этому константа в формуле (4.113) исключается и относительные перемещения вследствие де-

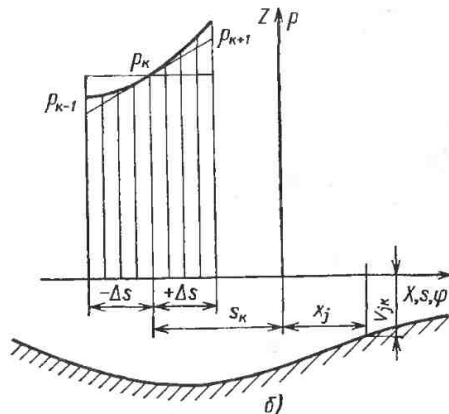
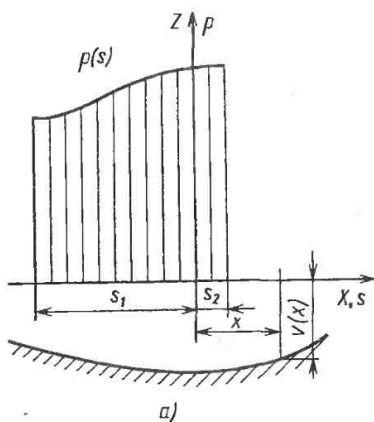


Рис. 4.30. Нагружение края полуплоскости непрерывным распределением давления: а — распределение давления $p(s)$ на произвольном участке; б — аппроксимация распределения давления p_k на дискретном участке полиномом третьей степени

формации на участке контакта определяются зависимостью

$$\Delta v(x) = v(x) - v_0(x_0) = h(x). \quad (4.115)$$

Давление $p(s)$ от p_k в интервале $(-\Delta s, +\Delta s)$ (рис. 4.30, б) можно аппроксимировать полиномом третьей степени:

$$p(s) = p_k + s \frac{p_{k+1} - p_{k-1}}{2\Delta s} + s^2 \frac{p_{k+1} - 2p_k + p_{k-1}}{2\Delta s^2}. \quad (4.115a)$$

Перемещение края зазора в точке с координатой x_j от изменения давления в интервале $2\Delta s$ с координатой s_k

после подстановки $\varphi_{kj} = \frac{|s_k - x_j|}{\Delta s}$ (4.115б) и (4.115а) в выражение (4.113) определяется формулой:

$$v_{kj} = -\frac{2\Delta s}{\pi E'} \left\{ 2p_k [(\varphi_{kj} + 1) \times \ln|\varphi_{kj} + 1| - (\varphi_{kj} - 1) \times \ln|\varphi_{kj} - 1|] + \frac{(p_{k+1} - p_{k-1})}{2} \times \left[(1 - \varphi_{kj}^2) \ln \left| \frac{\varphi_{kj} - 1}{\varphi_{kj} + 1} \right| - 2\varphi_{kj} \right] + \right.$$

$$\left. + \frac{p_{k+1} - 2p_k + p_{k-1}}{3} \times \left[(\varphi_{kj}^3 + 1) \ln|\varphi_{kj} + 1| - (\varphi_{kj}^3 - 1) \ln|\varphi_{kj} - 1| - 2\varphi_{kj}^2 \right] \right\} + \text{const.} \quad (4.116)$$

Соответствующая плотность дискретного разбиения площади контакта находится из условия приближения распределения давления в каждом интервале к $p = \text{const}$. Это особенно удобно при обратном решении уравнения (4.113). Тогда зависимость деформаций от давления будет первым членом уравнения (4.116).

Особый случай нагружения полуплоскости представляет собой вдавливание в нее плоского срезанного пуансона удельной силой w (рис. 4.31). Распределение давления в области $-b \leq s \leq b$ описывается уравнением

$$p(s) = \frac{w}{\pi \sqrt{b^2 - s^2}}, \quad (4.117)$$

из которого следует, что при $s \rightarrow b$ $p \rightarrow \infty$. Это явление служит причиной образования так называемых граничных напряжений между взаимодействующими телами с резко изменя-

ющейся кривизной профиля поверхности и распределения давлений в поле контакта.

Распределение давления в функции минимального давления в центре симметрии пуансона характеризуется уравнением

$$p(s) = p_0 \frac{b}{\sqrt{b^2 - s^2}} \quad (4.118)$$

Подставляя уравнение (4.118) в уравнение (4.113), получим:

$$v(x) = -\frac{4}{\pi E'} p_0 b \times \int_{-b}^{+b} \frac{\ln|x-s|}{\sqrt{b^2-s^2}} ds + \text{const.} \quad (4.119)$$

Раскладывая в ряд и интегрируя уравнение (4.119) при подстановке $x/b = \varphi$, получим уравнение, определяющее положение граничных точек полуплоскости около вдавливаемого пуансона ($|x| \geq b$):

$$v(x) = -\frac{4p_0 b}{\pi E'} \left\{ \frac{\pi}{2} \ln|\varphi^2 - 1| - \varphi \ln \left| \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} \right| - \frac{1}{6} \left[\varphi^3 \ln \left| \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} \right| + 2\varphi^3 \right] + \frac{3}{40} \left[\varphi^5 \ln \left| \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} \right| + \frac{2}{3} \varphi^3 + 2\varphi^4 \right] - \frac{15}{356} \times \right. \\ \left. \times \left[\varphi^7 \ln \left| \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} \right| + \frac{2}{5} \varphi^3 + \frac{2}{3} \varphi^4 + 2\varphi^6 \right] + \dots \right\} \quad (4.120)$$

Постоянную интегрирования в выражении (4.119) можно исключить переносом положения граничных точек в точку, лежащую под пуансоном в области $|x| \leq b$, где перемещения постоянны. Для расчетов принимаются три первых слагаемых ряда. (Исключение остальных членов ряда дает ошибку менее 0,2%).

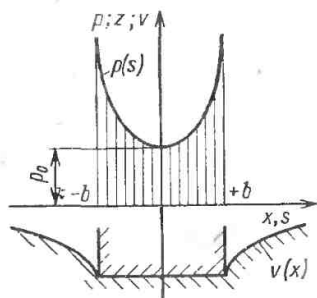


Рис. 4.31. Модель вдавливания жесткого плоского срезанного пуансона в полуплоскость

Контакт тел с непрерывно изменяющимися кривизной и геометрической формой контактной поверхности может быть описан определенным текущим радиусом кривизны в системе взаимно перпендикулярных плоскостей и в касательной плоскости. Расчеты можно вести с помощью формулы Герца, при этом взаимно перпендикулярные плоскости для каждого из тел рассматриваются как главные плоскости, в которых текущие радиусы кривизны достигают экстремумов.

На рис. 4.32, а представлена модель контакта двух тел в форме проекции на плоскость их касания. При необходимости эту модель можно привести к модели с параллельными осями (рис. 4.32, б) в главных плоскостях контакта.

Радиус одной тороидальной поверхности (рис. 4.32, в) для $0 < \alpha < 90^\circ$ изменяется по зависимости

$$\frac{1}{R_\alpha} = \frac{1}{R_{II}} + \left(\frac{1}{R_I} - \frac{1}{R_{II}} \right) \cos^2 \alpha, \quad (4.121)$$

поэтому кривизну тел в плоскости α определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{R_{1\alpha}} &= \frac{1}{R_{1II}} + \left(\frac{1}{R_{1I}} - \frac{1}{R_{1II}} \right) \times \\ &\quad \times \cos^2(\alpha - \theta) \\ \frac{1}{R_{2\alpha}} &= \frac{1}{R_{2II}} + \left(\frac{1}{R_{2I}} - \frac{1}{R_{2II}} \right) \times \\ &\quad \times \cos^2 \alpha \end{aligned} \right\}, \quad (4.122)$$

где угол θ — это угол между плоскостями с меньшими главными радиусами кривизны обоих тел.

Эквивалентная кривизна в любой плоскости описывается уравнением

$$\begin{aligned} \sum \rho_{\alpha} &= \frac{1}{R_{\alpha}} = \frac{1}{R_{1\alpha}} + \frac{1}{R_{2\alpha}} = \\ &= \frac{1}{R_{1II}} + \frac{1}{R_{2II}} + \left(\frac{1}{R_{1I}} - \frac{1}{R_{1II}} \right) \times \\ &\quad \times \cos^2(\alpha - \theta) + \left(\frac{1}{R_{2I}} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{R_{2II}} \right) \cos^2 \alpha, \quad (4.123) \end{aligned}$$

а угол α , соответствующий экстремуму эквивалентного радиуса, т. е. определяющий главные плоскости стыка, — зависимость

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} 2\alpha &= \frac{\left(\frac{1}{R_{1I}} - \frac{1}{R_{1II}} \right) \sin 2\theta}{\left(\frac{1}{R_{1I}} - \frac{1}{R_{1II}} \right) \cos 2\theta +} \dots \\ &\quad \dots \frac{1}{+ \frac{1}{R_{2I}} - \frac{1}{R_{2II}}} \end{aligned} \quad (4.124)$$

Для определения свойств контакта по формуле Герца не обязательно знание расположения главных плоскостей контакта, но тогда положение эллипса

$$F(\rho) = \frac{\left[\left(\frac{1}{R_{1I}} - \frac{1}{R_{1II}} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_{2I}} - \frac{1}{R_{2II}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_{1II}} - \frac{1}{R_{1I}} \right) \times \right.}{\sum \rho} \left. \times \left(\frac{1}{R_{2II}} - \frac{1}{R_{2I}} \right) \cos 2\theta \right]^{1/2}}{\quad} \quad (4.127)$$

Функция разницы кривизн (4.127) всегда должна быть положительна. Получение отрицательной величины свидетельствует о плохом взаимном расположении соответствующих плоскостей кривизны тел.

Формулы Герца для точечного контакта определяют: положение поля

контакта относительно взаимодействующих тел нельзя определить.

Сумма кривизн $\sum \rho_{\alpha}$ не зависит от того, перекрываются главные плоскости или нет, и поэтому может быть определена по уравнению (4.123) после подстановки углов α и θ или непосредственно на основании кривизны в собственных главных плоскостях тел:

$$\begin{aligned} \sum \rho &= \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{1I}} + \frac{1}{R_{1II}} + \\ &\quad + \frac{1}{R_{2I}} + \frac{1}{R_{2II}}. \quad (4.125) \end{aligned}$$

Функция разницы кривизн, от которой зависит отношение полуосей эллипса контакта, при известных радиусах в главных плоскостях контакта определяется формулой

$$F(\rho) = \frac{\left(\frac{1}{R_{1I}^*} - \frac{1}{R_{1II}^*} \right) + \left(\frac{1}{R_{2I}^*} - \frac{1}{R_{2II}^*} \right)}{\frac{1}{R}}, \quad (4.126)$$

а в зависимости от радиусов кривизны в собственных главных плоскостях тел формулой

контакта

$$a = a^* \left(\frac{3F}{E' \sum \rho} \right)^{1/3}, \quad (4.128)$$

$$b = b^* \left(\frac{3F}{E' \sum \rho} \right)^{1/3}; \quad (4.129)$$

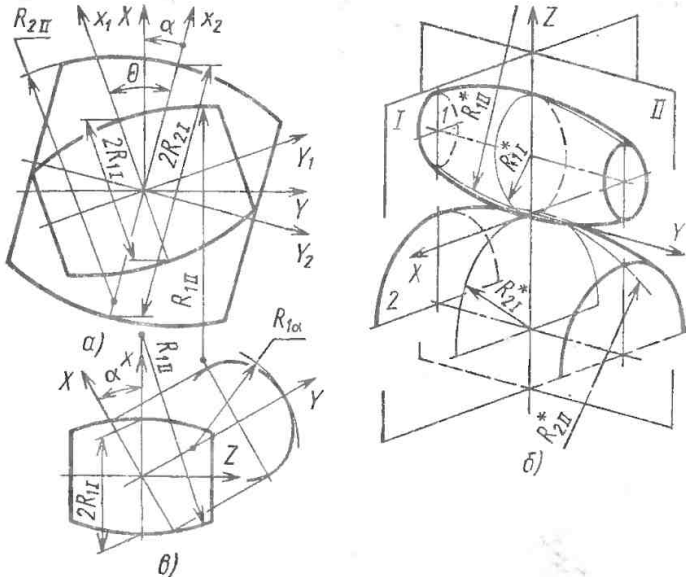


Рис. 4.32. Основные плоскости и поверхности контакта двух тел

взаимное сближение тел

$$\delta = \delta^* \frac{\sum \rho}{2} \left(\frac{3F}{E' \sum \rho} \right)^{2/3}; \quad (4.130)$$

максимальное давление в центре контакта

$$P_{H \max} = \frac{1}{2\pi a^* b^*} [3F (E' \sum \rho)^2]^{1/3}. \quad (4.131)$$

В приведенных формулах эквивалентный модуль упругости E' определяется формулой (4.107), а сумма $\sum \rho$ — зависимостями (4.123) или (4.125). Коэффициенты a^* , b^* , c^* представлены кривыми на рис. 4.33 в зависимости от функции $F(\rho)$, определенной формулами (4.126) или (4.127).

Величина давления в произвольной точке области контакта (рис. 4.34, а) определяется зависимостью

$$p(x, y) = \frac{3F}{2\pi ab} \times \left[1 - \left(\frac{y}{a} \right)^2 - \left(\frac{x}{b} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (4.132)$$

Для линейного контакта, когда длину линии контакта можно считать намного большей величин перемещений в результате деформаций вдали от концов цилиндров (рис. 4.34, б), половину ширины контакта определяют так:

$$b = \left(\frac{8F}{\pi l E' \sum \rho} \right)^{1/2}; \quad (4.133)$$

максимальное давление в центре контакта — по формуле

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi l b} = \left(\frac{FE' \sum \rho}{2\pi l} \right)^{1/2}; \quad (4.134)$$

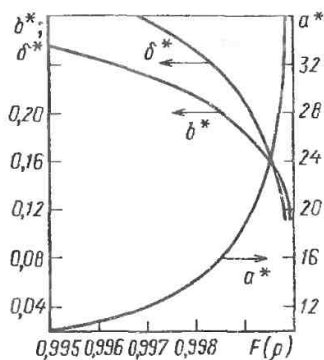
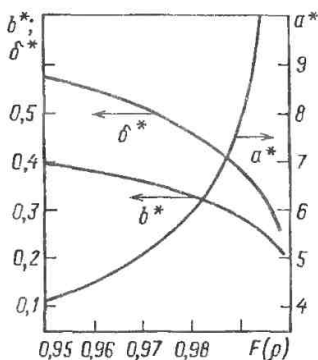
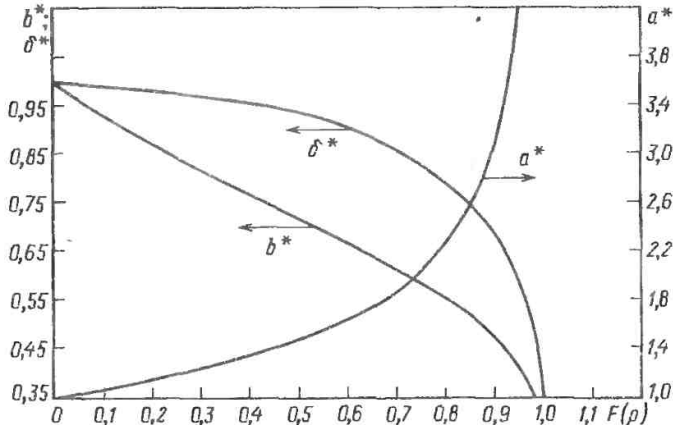


Рис. 4.88. Графики зависимостей относительных значений коэффициентов полуосей эллипса контакта a^* и b^* и сближения прижимаемых тел δ в функции разности кривизн $F(\rho)$

а сближение сжимаемых тел по Лундбергу [4.12] — по формуле

$$\delta = \frac{2F}{\pi E' L^2} \ln \frac{\pi E' l^2}{F}. \quad (4.135)$$

Для контакта тел, изготовленных из стали, после подстановки $E = 2,08 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$ выражение (4.135) примет вид:

$$\delta = 3,95 \cdot 10^{-5} \frac{F^{0,9}}{l^{0,8}}, \quad (4.136)$$

где F — в Н, l — в мм.

Давление в любой точке линии контакта

$$p(x) = \frac{2F}{\pi l d} \left[1 - \left(\frac{x}{b} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (4.137)$$

Высота зазора между сжимаемыми цилиндрами в районе поля контакта после подстановки $x/b = \varphi$ для $x \geq b$ определяется по формуле

$$h = \frac{\sum \rho b^2}{2} \{ (\varphi^2 - 1) - [\varphi \sqrt{\varphi^2 - 1} - \ln |\varphi + \sqrt{\varphi^2 - 1}|] \}. \quad (4.138)$$

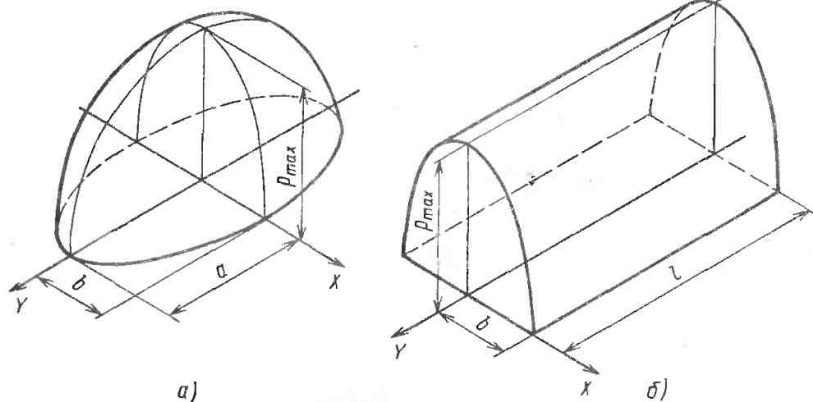


Рис. 4.34. Поле контакта и распределение давления между прижимаемыми телами: а — точечная модель; б — линейная модель

В зоне контакта ($x \leq b$) нормальные перемещения точек контакта относительно его центра определяются по формуле

$$v(\varphi) = (\varphi)^2 \frac{b^2 \sum \rho}{2} = (\varphi)^2 \frac{4F}{\pi l E'}. \quad (4.139)$$

Из формул (4.135), (4.136) и (4.139) следует, что максимальные нормальные деформации не зависят от кривизны взаимодействующих поверхностей.

В табл. 4.24 приведены механические характеристики и допустимые напряжения для железных конструкционных материалов, используемых для деталей неконформных узлов трения.

4.5.2. Основные модели жидкостного трения в неконформных узлах

Основные модели жидкостного трения в неконформных узлах разработаны при следующих основных упрощающих предпосылках: условия работы установившиеся; плоская модель взаимодействия параболического цилиндра с полупространством при плоском деформированном состоянии идеально гладкая; одномерный изотермический

ламинарный ток ньютоновского масла, исключаются все массовые силы.

Указанные предпосылки почти не влияют на точность практической оценки свойств большинства узлов трения, но значительно упрощают решение задачи. Несмотря на предпосылку плоской модели, соответствующей бесконечной линии контакта, из-за фактически небольшой ширины области контакта (стыка) по отношению к длине, полученные результаты справедливы для конечной длины контактной линии. Дополнительно это условие обосновывается отсутствием напряжений деформированных тел на концах контактной линии, уменьшающим боковые зазоры, что было подтверждено пространственным решением для контактной линии конечной длины [4.13].

При указанных предпосылках текущая по координате x толщина пленки смазки определяется формулой:

$$h(x) = h_m + \frac{x^2}{2R} + v(x), \quad (4.140)$$

где $v(x)$ — по зависимости (4.113).

Распределение давления определяется уравнением Рейнольдса:

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta_0 u \left[\frac{h\rho - h_m \rho_m}{h^3 \rho} \right]. \quad (4.141)$$

4.24. Константы и допустимые максимальные напряжения для линейного контакта железных конструкционных материалов

Материал	Термообработка						E, МПа	ν	
	нормализация		тепловое улучшение		закалка				
	HB	σ _{дор} , МПа	HB	σ _{дор} , МПа	HRC*	σ _{дор} , МПа			
Сталь									
30	140	450	180	550	50	1000	2,08·10 ⁵	0,3	
45	180	550	210	700	55	1300			
55	200	600	250	900	60	1500			
50 G			250	900	60	1450			
40 H			350	1000	60	1550			
40 HN			350	1000	60	1600			
tH 15					63	2500			
Литая сталь									
LII 400	150	500	210	700	55	1200			
LII 500	180	570	250	800	58	1400			
Чугун									
ZL 200	170	400					0,98·10 ⁵	0,25	
ZL 300	190	500							
ZL 400	220	600							
ZL 50007	180	550	260	800	48	900			
Zs 70002	220	600	300	1000	52	1100			
Zs 90002	240	750	360	1100	55	1300			
Цементированный слой	HRC = 60 ... 65, σ _{дор} = 1500 ... 2500 МПа								

* В соответствии с ГОСТ 8.064—79 твердость (HRC₀) измеряют по шкале С Роквелла, воспроизводимой специальным государственным эталоном. — Прим. редакции

Примечание. Для точечного стыка σ_{дор} может быть увеличена в 1,3—1,4 раза.

Условия взаимодействия основных моделей жидкостного трения характеризуются следующими величинами, определенными тремя основными единицами измерения (длиной L, массой M, временем T):

R [m], [L] — эквивалентный радиус кривизны, вычисляемый по формуле

$$1/R = 1/R_1 + 1/R_2; \quad (4.142)$$

$E' \left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2} \right], \left[\frac{\text{М}}{\text{ЛТ}^2} \right]$ — эквивалентный модуль упругости, определенный по формуле (4.107);

$\eta_0 \left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}} \right], \left[\frac{\text{М}}{\text{ЛТ}} \right]$ — динамическая вязкость;

$\alpha \left[\frac{\text{м} \cdot \text{с}^2}{\text{кг}} \right] \left[\frac{\text{ЛТ}^2}{\text{М}} \right]$ — коэффициент вязкости;

$W = \frac{F}{L} \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}^2} \right], \left[\frac{\text{М}}{\text{Т}^2} \right]$ — нагрузка на единицу длины линии контакта;

$u \left[\frac{\text{М}}{\text{с}} \right], \left[\frac{\text{Л}}{\text{Т}} \right]$ — гидродинамическая скорость, определяемая формулой:

$$u = (u_1 + u_2)/2, \quad (4.143)$$

где u_1, u_2 — скорости взаимодействующих поверхностей относительно точки контакта.

Основными величинами, характеризующими свойства пленки смазочного материала, могут быть h [м], [Л] — толщина пленки; x [м], [Л] — координата вдоль длины пленки; ρ [кг/м³], [м/(ЛТ²)] — давление в пленке.

Указанные величины с помощью размерного анализа можно привести к трем безразмерным коэффициентам, соответствующие функции которых определяют безразмерные характеристики пленки в виде зависимости типа: $h/R, x/R, \rho/E' = f(\alpha E', \omega/(E'R), \eta_0 u/(E'R)) = f(G, W, V)$, где безразмерные характеристики пленки обозначаются $H = h/R, \psi = x/a, P = \rho/E'$ — коэффициенты, характеризующие условия взаимодействия.

Коэффициент материала характеризует сочетание материалов взаимодействующей пары и смазочного материала: $G = \alpha E'$. Так как диапазон изменений коэффициента вязкости $\alpha = 0,01 \dots 0,04 \text{ МПа}^{-2}$ невелик, то коэффициент материала для металлов $G = 10^3 \dots 10^4$, для пластмасс $G = 10 \dots 5 \cdot 10^2$.

Коэффициент нагружения при использовании формулы (4.134) можно представить в виде: $W = \frac{w}{E'R} = k (p_{\text{н max}}/E')^2 \approx k_1 \delta$. Он характеризует контакт с точки зрения величины нормальных деформаций и обычно независимо от материалов находятся в диапазоне $10^{-3} \dots 10^{-5}$.

Коэффициент скорости можно представить в виде

$$\dot{U} = \frac{\eta_0 u}{E'R} = k (\eta_0 \omega/E') = k_1 (\eta_0 n/E').$$

Он характеризует контакт с точки зрения произведения вязкости и угловой скорости и составляет для металлов $10^{-6} \dots 10^{-13}$, для пластмасс $10^{-5} \dots 10^{-10}$.

Одновременный анализ безразмерных коэффициентов позволяет оценить характер условий взаимодействия, что будет рассмотрено ниже (см. также гл. 4 и 7 т. I справочника).

Гидродинамическая модель жидкостного трения неконформного контакта «старше» остальных, ее разработку начали независимо друг от друга в 1916 г. Мартин [4.14] и Гумбель [4.15]. Окончательно во всех деталях она была разработана Пепплером [4.16] в 1938 г. и Пурдаем [4.17] в 1949 г. Основные ее предпосылки — это идеальная жесткость взаимодействующих деталей и независимость вязкости и плотности масла от давления.

Распределение давления, полученное в предположении, что на конце пленки $p = dp/dx = 0$, представлено на рис. 4.35. Характерной чертой этой модели является одинаковое удаление максимума давления и конца пленки от центра контакта:

$$\psi_p = \psi_k = \pm 0,672 \sqrt{h/R} = \pm 1,5 \sqrt{\eta_0 u/w}.$$

Минимальная толщина пленки в зависимости от условий взаимодействия определяется зависимостью

$$H = \frac{h}{R} = 4,9 \frac{U}{w} = 4,9 \frac{\eta_0 u}{w}, \quad (4.144)$$

а максимальное давление в пленке —

$$p_{\text{max}} = 2,15 \frac{\eta_0 u}{h^2} \sqrt{Rh} \approx \approx 0,2 \frac{w}{R} \sqrt{\frac{w}{\eta_0 u}}. \quad (4.145)$$

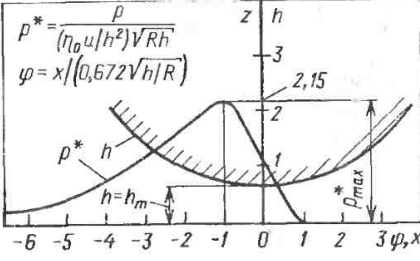


Рис. 4.36. Распределение давления и форма гидродинамической пленки в неконформном стыке

Интересно, что целью работ Мартина и Гумбеля был поиск наиболее благоприятного участка контакта зубьев в зубчатой передаче для уточнения оптимального профиля зубьев. При типичных условиях взаимодействия зубчатых колес: $\eta_0 = 0,975$ [Па·с], $u_1 = u_2 = u = 5$ [м/с], $w = 2,5 \times 10^6$ [Н/м], $R = 0,05$ [м] толщина пленки, рассчитанная по формуле (4.144), составляет $h = 0,037$ мкм, а максимальное давление $p_{max} = 8,165$ ГПа, что значительно превышает допустимое значение для стали. Толщина пленки слишком мала по сравнению с высотой микронеровностей поверхности зубьев и не может обеспечить жидкостного трения. Одновременно изучение работы и процесса изнашивания многих зубчатых передач показало существование в них условий жидкостного трения. Это подтвердил также Меррит [4.18] в 1935 г., определивший коэффициент трения $\mu = 0,014 \dots 0,05$ в этих условиях.

На основании проведенных экспериментов и расчетов Пепплер сделал вывод, что в результате значительного давления в зоне контакта должны произойти упругие деформации взаимодействующих тел, а также, как прямое следствие, увеличение вязкости масла. В связи с этим распределение давления должно быть близко к распределению давления, описанному Герцем, с нарастающим с входной стороны гидродинамическим давлением.

В технике гидродинамическая модель для неконформных узлов трения может использоваться только при оценке явлений, происходящих между не-

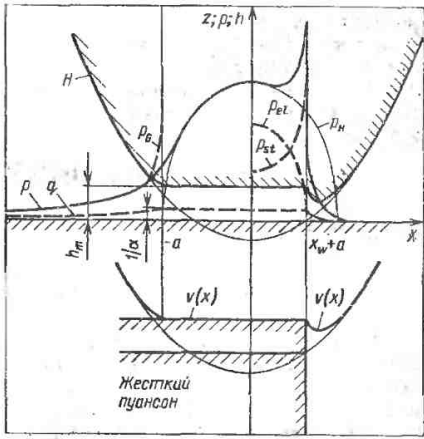


Рис. 4.36. Модель эластогидродинамической пленки Эртеля—Грубина

нагруженными деталями машин, например, между катящимся шариком или роликом и дорожкой подшипника в ненагруженной зоне или в зубчатой передаче на холостом ходу.

Эластогидродинамическая модель охватывает большинство случаев жидкостного трения в неконформных узлах.

Эта модель учитывает: деформации взаимодействующих поверхностей, определяемые уравнением (4.113), изменения вязкости по формуле (4.19') и изменения плотности масла по формуле

$$\frac{\rho}{\rho_0} = 1 + \frac{c_A p}{1 + c_B p}, \quad (4.146)$$

где $c_A = 5,92 \cdot 10^{-10}$ Па⁻¹ и $c_B = 1,74 \cdot 10^{-9}$ Па⁻¹.

Подставляя (4.19') в формулу (4.141) и разделяя переменные, получим уравнение:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dx} e^{-\alpha p} &= \\ &= 12\eta_0 u \left| \frac{\rho h - \rho_m h_m}{\rho h^3} \right| = \frac{dq}{dx}. \end{aligned} \quad (4.147)$$

Правая часть этого уравнения является градиентом давления в пленке при постоянной вязкости, которое называется приведенным давлением, и обо-

значается q (рис. 4.36). Интегрируя уравнение (4.147) и определяя константы из условия, что $p = 0$ при $q = 0$, получим зависимость между фактическим и приведенным давлением в виде:

$$p = -\frac{1}{\alpha} \ln |1 - \alpha q| \quad (4.148)$$

и обратную ее форму

$$q = \frac{1 - e^{-\alpha p}}{\alpha}. \quad (4.149)$$

Из уравнения (4.148) следует, что когда q достигает величины $1/\alpha$, фактическое давление стремится к бесконечности. Поэтому при $q \cong 1/\alpha$ незначительные изменения формы пленки могут привести к значительным изменениям давления. Например, для $p_{Hmax} = 1000$ МПа и $\alpha = 0,02$ МПа⁻¹ внутри зоны статического контакта на расстоянии $x/b = 0,02$ от края контакта, где $p \cong 200$ МПа, приведенное давление $q = 48 \cong 1/\alpha = 50$ МПа. Поэтому на 98 % площади области статического контакта пленка смазки должна иметь почти постоянную толщину. Характер приведенного давления для данных условий показан на рис. 4.36 штриховой линией.

Это свойство и выводы предыдущих исследователей использовали А. М. Эртель [4.19] в 1939 и 1945 гг. и А. И. Грубин [4.20] в 1949 г., которые предположили, что пленка смазки имеет такую же форму, как и при статическом контакте, при увеличенной постоянной толщине h_m в зоне, соответствующей зоне контакта. Одновременно они предположили, что на границе области статического контакта, т. е. для $x = -b$, приведенное давление достигнет величины $1/\alpha$. Проинтегрировав приведенное давление по текущей толщине пленки, определенной формулой

$$h(x) = h_m + v(x), \quad (4.150)$$

где $v(x)$ определяется зависимостью (4.138), и приравняв ее к $1/\alpha$, получим:

$$\int_{-\infty}^{-b} dq = 12\eta_0 u \int_{-\infty}^{-b} \frac{h - h_m}{h^3} dx = \frac{1}{\alpha}. \quad (4.151)$$

На основании проведенных расчетов получена формула, определяющая относительную максимальную толщину пленки в зоне сжатия

$$H_m = 1,95 \frac{(GU)^{0,727}}{w^{0,091}}. \quad (4.152)$$

В результате этих исследований, несмотря на ряд упрощающих допущений в фактическом состоянии с учетом разрывов в распределении давления, А. М. Эртелем и А. И. Грубиным впервые была получена толщина пленки смазки в неконформном контакте трения, близкая к реальной. Как показали последующие работы, погрешность формулы (4.152) по отношению к точным данным не превышает 10 % (при тех же важнейших предположениях, т. е. при $p = \text{const}$, оценивалась толщина в центре контакта h_m). Надо обратить внимание на то, что в результате сжимаемости масла фактическая толщина пленки h_m будет на 15...20 % меньше. Более точно толщину можно оценить с помощью формулы (4.146).

Руководствуясь следующими рассуждениями, можно прийти к выводу о существовании зон концентрации давления и сужения толщины пленки на выходе пленки. Чтобы давление могло упасть до нуля в соответствии с уравнением (4.141), должна существовать такая точка, в которой толщина пленки h будет меньше толщины в зоне сжатия h_m . Одновременно это вызовет резкое падение фактического давления, такое, что для $x > x_w$ можно предположить его равенство нулю. Однако это не может привести к изменениям толщины в зоне больших давлений $x < x_w$. Таким условиям отвечает модель в виде вдавливания жесткого плоского штампа в упругий параболический цилиндр (см. рис. 4.36). Давление в зоне сжатия на выходе в этом случае является суммой давлений с эллиптическим распределением, вызванным вдавливанием плоского пуансона до соприкосновения его края с параболой и дальнейшего вдавливания плоского пуансона в полуплоскость.

Форма пленки для $x > x_w$ по изменению ее толщины $h(x)$ определяется

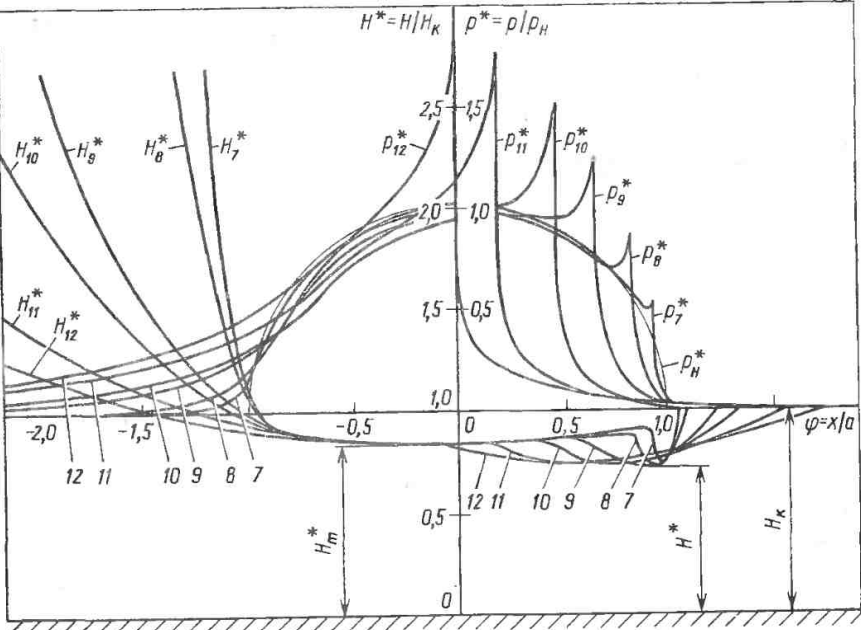


Рис. 4.37. Безразмерные распределения давления и изменения формы эластогидродинамической пленки смазки (при $W \approx 6,35 \cdot 10^{-3}$ и $G = 3160$)

№	$V \cdot 10^{-12}$	$H \cdot 10^{-5}$	№	$V \cdot 10^{-12}$	$H \cdot 10^{-5}$
7	2,37	0,52	10	348	17,24
8	12,8	16,9	11	1048	36,1
9	127	8,6	12	2227	60,7

$$p^* = \frac{p}{p_{H_{\max}}} \quad \text{и} \quad H^* = \frac{H}{H_k}$$

уравнением (4.150), в котором $v(x)$ представляет соответствующую сумму деформаций, определенных уравнениями (4.120) и (4.138). Интегрируя уравнение градиента давления (4.151) с учетом (4.150), можно определить положение области концентрации давления.

Сейчас, спустя десятилетия, принятое А. М. Эртелем и А. И. Грубинным таких упрощающих предпосылок можно признать гениальным, поскольку без использования вычислительной тех-

ники они впервые позволили сделать качественную и количественную интерпретацию явлений, происходящих в ЭГД-пленке. Поэтому эта гипотеза применяется до сих пор при рассмотрении или предварительной оценке особо сложных случаев.

В результате дальнейших теоретических исследований А. И. Петрусевича [4.21], Доусона с соавторами [4.22—4.25] и других авторов [4.26—4.28] сформировались современные взгляды

на свойства ЭГД-пленки (см. также работы Д. С. Коднира, М. В. Коровчинского, М. А. Галахова и др.).

В большинстве этих исследований одновременно решались уравнения (4.141), (4.113), (4.19) и (4.147) с учетом влияния деформаций, а также изменений плотности и вязкости масла. На рис. 4.37 показан пример изменения безразмерного давления и формы пленки для разных значений безразмерного коэффициента скорости V при максимальном давлении Герца $p_{Hmax} = 500$ МПа и коэффициенте материала G , соответствующем взаимодействию бронзы со сталью. Нулевая точка на оси ординат находится на толщине, соответствующей концу пленки, это означает, что для несжимаемого масла зона сжатия совпала бы с осью абсцисс. На рис. 4.37 видно, что толщина пленки в зоне сжатия изменяется незначительно и величина этих изменений соответствует сжимаемости масла в пленке.

На выходе в точке φ_w возникает концентрация давлений, за которой следует сужение пленки. Положение точки концентрации давления определяет зависимость X . Кшеминьски-Фреды [4.29]:

$$\varphi_w = 1 - \pi U^{0,39} \omega^{-0,92} G^{-0,27}, \quad (4.153)$$

которая в размерном виде выглядит так:

$$\varphi_w = 1 - \pi \times (\eta_0 \mu)^{0,39} R^{0,53} E^{-0,26} \omega^{-0,92} \alpha^{-0,27}. \quad (4.154)$$

Из анализа этой формулы следует, что основное влияние на положение зоны концентрации давления имеет нагрузка, рост которой приводит к уменьшению зоны сужения. Вместе с ростом произведения вязкости и скорости зона концентрации смещается в сторону выхода пленки. Положение зоны концентрации в диапазоне $0 < \varphi_w < 1$ определяет диапазон эластогидродинамических условий образования масляной пленки. На практике зона концентрации давления обычно находится в диапазоне $0,5 < \varphi_w < 1$.

Толщина пленки в сужении достигает минимума, а в зоне сжатия боль-

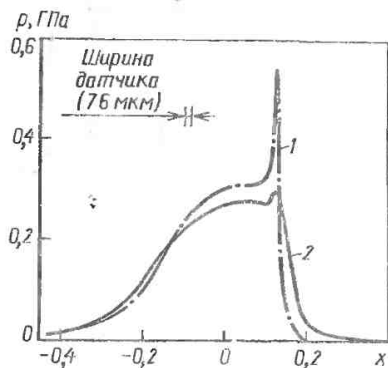


Рис. 4.38. Сравнение графиков распределения давления, p в эластогидродинамической пленке, полученных расчетным (1) и экспериментальным путем (2)

ше на 15 % ($h_m = 1,15$). Это вместе с формулами (4.154) и (4.153), примерными формами пленки и распределениями давления, представленными на рис. 4.37, позволяет сделать приближенную оценку характера этих величин для произвольных условий взаимодействия.

Представленная аналитическим расчетом толщина и форма пленки смазки вполне подтверждается экспериментальными исследованиями. Теоретическое и экспериментальное распределение давления в зоне его концентрации различаются (рис. 4.38), что в какой-то степени вызывается слишком жесткими предпосылками теоретических исследований и несточностью методов измерений. Фактическое давление имеет некоторое промежуточное значение, более плавный характер и поэтому не оказывает существенного влияния на прочность взаимодействующих деталей.

Представленные рядом исследователей зависимости, позволяющие определить толщину ЭГД-пленки, можно обобщить такой зависимостью:

$$H = kU^a G^b W^c. \quad (4.155)$$

Постоянная k и показатели a , b , c даны в табл. 4.25.

Анализируя значения, представленные в табл. 4.25, можно заметить, что

4.25. Коэффициенты для формуле (4.155), определяющей толщину масляной эластогидродинамической пленки, полученные различными авторами

Автор формулы	Коэффициенты				$H \cdot 10^{-3}$ $U = 10^{-4}$ $G = 3000$ $\nu = 10^{-3}$	Погрешность оцв. форму- лы Доусона 1968, %	$H \cdot 10^{+6}$ $U = 10^{-4}$ $G = 5000$ $\nu = 10^{-3}$	Погреш- ность оцв. формулы Доусона 1968, %
	k	a	b	c				
А. М. Эртель, А. И. Грубин (1945— 1949 г.)	1,95	0,727	0,727	-0,091	$1,883/1,15 = 1,64$	-7	$2,211/1,15 = 1,92$	+10
Доусон—Хиггинсон (1960 г.)	1,6	0,7	0,6	-0,13	1,74	-2	1,74	0
Доусон (1968 г.)	2,65	0,7	0,54	-0,13	1,77	-2	1,74	-3
Х. Кисминьски-Фреда (1969 г.)	1,65	0,7	0,61	-0,12	1,73	-2	1,79	-3
Хэмрок, Джекобсон (1984 г.)	3,07	0,71	0,57	-0,11	1,6	-9	1,67	-4

в различных вариантах формулы (4.155) почти полностью совпадают показатели степени (а) безразмерного коэффициента скорости и близки совпадают показатели степени (b) безразмерного коэффициента нагружения. Существенно различаются значения показателя степени (с) коэффициента материала, что в ряде случаев компенсируется изменяющимися значениями константы k. В табл. 4.25 представлено также сравнение безразмерной толщины пленки смазки, рассчитанной на основании разных вариантов формулы (4.155) и погрешность по отношению к формуле Доусона, в которой $k = 2,65$, $a = 0,7$; $b = 0,54$ и $c = -0,13$.

Из-за небольшой величины погрешности все варианты формулы (4.155) с технической точки зрения надо считать эквивалентными.

В размерном виде вариант формулы (4.155), предложенный Доусоном (1968 г.), для определения минимальной толщины пленки смазки принимает вид:

$$h = 2,65 \times (\eta_0 \omega)^{0,7} \alpha^{0,54} R^{0,48} E^{-0,03} \nu^{-0,13} \quad (4.156)$$

Основное влияние на толщину пленки оказывают множители вязкости и скорости. Поскольку статический коэффициент вязкости зависит от нее и для диапазона $\eta_0 = (10^{-8} \dots 1) \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ изменяется в интервале $\alpha = 0,01 \dots 0,04 \text{ МПа}^{-1}$, то наибольшее влияние на толщину пленки оказывает вязкость масла. Эквивалентный модуль упругости и фактическое нагружение практически не влияют на толщину пленки.

Представленные зависимости с очень хорошим приближением отображают свойства пленки смазки в условиях чистого качения или при небольшой доле скольжения. При большем участии скольжения полученные значения следует скорректировать с помощью коэффициентов, зависящих от неизотермического решения задачи ЭГД-пленки смазки.

Переходная модель между гидродинамическими и эластогидродинамическими условиями. Между гидродинамическими и эластогидродинамическими

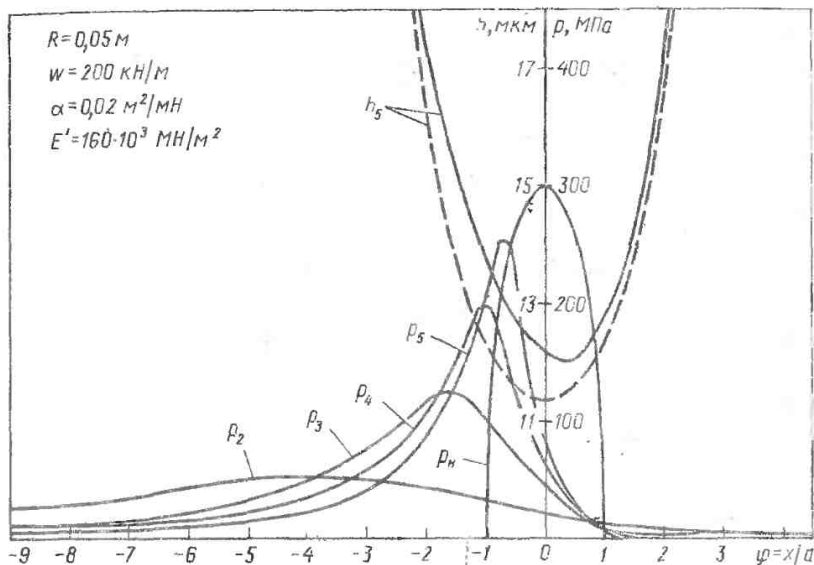


Рис. 4.39. Распределение давления и форма пленки смазки в переходных условиях трения между гидродинамической и эластогидродинамической смазкой

ми условиями образования пленки существует переходная область, в которой уменьшается значение деформации взаимодействующих деталей и сохраняется влияние изменений вязкости и плотности под воздействием давления. На практике такие условия складываются в слабо нагруженных узлах трения, в которых поверхности взаимодействующих деталей перемещаются с наибольшими скоростями. Им соответствуют безразмерный коэффициент скорости $U = 10^{-10} \dots 10^{-8}$ и относительно небольшой коэффициент нагрузки $W = 10^{-5} \dots 10^{-6}$ [4.30].

Одновременно в распределении давления только один максимум и его координата φ_0 меньше нуля. В пленке исчезает зона сжатия (рис. 4.39).

Пленка, образующаяся в таких условиях, была предметом исследований, описанных в работе [4.91], в которой отмечено, что достаточную точность для оценки ее свойств сохраняют зависимости, выведенные для эластогидродинамической пленки. Однако из-за больших потерь на трение в этих условиях следует применять дополнитель-

ные поправочные коэффициенты, зависящие от неизотермического решения задачи эластогидродинамической пленки смазки.

Полуэластогидродинамическая модель охватывает образование пленки между телами с небольшим модулем упругости и соответствует контакту деталей из резины, пластмасс или из пластмассы и металла [4.32, 4.33]. Из-за небольшой величины давления на контакте таких пар трения изменения вязкости от давления не влияют на свойства пленки, но существенным остается влияние деформаций. Форма полуэластогидродинамической пленки смазки и давление в ней [4.33] представлены на рис. 4.40.

Толщина пленки в этих условиях определяется зависимостью: в безразмерном виде

$$H = 4,6 U^{0,68} G^{0,09} W^{-0,32}, \quad (4.157)$$

в размерном виде

$$h = 4,6 \times (\eta_0 a)^{0,68} R^{0,64} \alpha^{0,09} w^{-0,32} E^{-0,22}, \quad (4.157a)$$

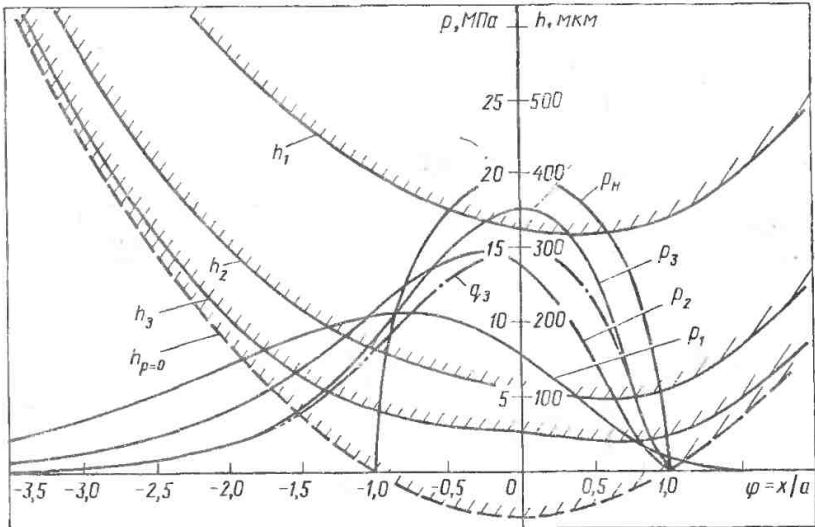


Рис. 4.40. Распределение давления и форма полуэластогидродинамической пленки смазки (в контакте материалов с малым модулем Юнга)

Сравнивая зависимости (4.156) и (4.157а), можно отметить следующие различия во влиянии отдельных величин на толщину пленки в эластогидродинамических и полуэластогидродинамических условиях:

влияние множителя скорости и вязкости почти одинаково;

радиус кривизны, нагружение и модуль упругости в значительно большей степени влияют на толщину пленки в полуэластогидродинамических условиях. Поскольку эти величины определяют величину деформации, подтверждается их существенное влияние на происходящие в этих условиях явления.

Зависимость (4.156) справедлива также в случае оценки толщины пленки между металлическими телами, покрытыми тонким слоем пластмассы.

Сравнение условий образования основных видов пленок в неконформном контакте трения. Обобщающую диаграмму образования разных видов масляной пленки в зависимости от основных безразмерных коэффициентов H , U , G , W для одного значения коэффициента материала представил Д. Доу-

сон [4.34]. Диаграмма, приведенная на рис. 4.41, выполнена для случая взаимодействия стальных роликов. Недостатком этой диаграммы является изменение ее вида в зависимости от разных коэффициентов материала.

Универсальную диаграмму условий работы (рис. 4.42), на которой можно представить все виды пленки смазки, разработал Х. Блок [4.35]. Основные безразмерные коэффициенты он заменил безразмерными коэффициентами H_{\min} , M , L , которые вместе с зависимостями на диаграмме образуют комбинации основных коэффициентов.

На этой диаграмме асимптоту, определяющую гидродинамические условия образования пленки, т. е. соответствующую вязкости и плотности, не зависящим от давления, при жестких роликах, в функции коэффициентов Х. Блока представляет уравнение

$$H_{\min} = 2,45M^{-2}.$$

Другую асимптоту, соответствующую этим же условиям и упругим роликам, т. е. определяющую решение Моэса [4.36], описывает уравнение

$$H_{\min} = 2,05M^{-0,2}.$$

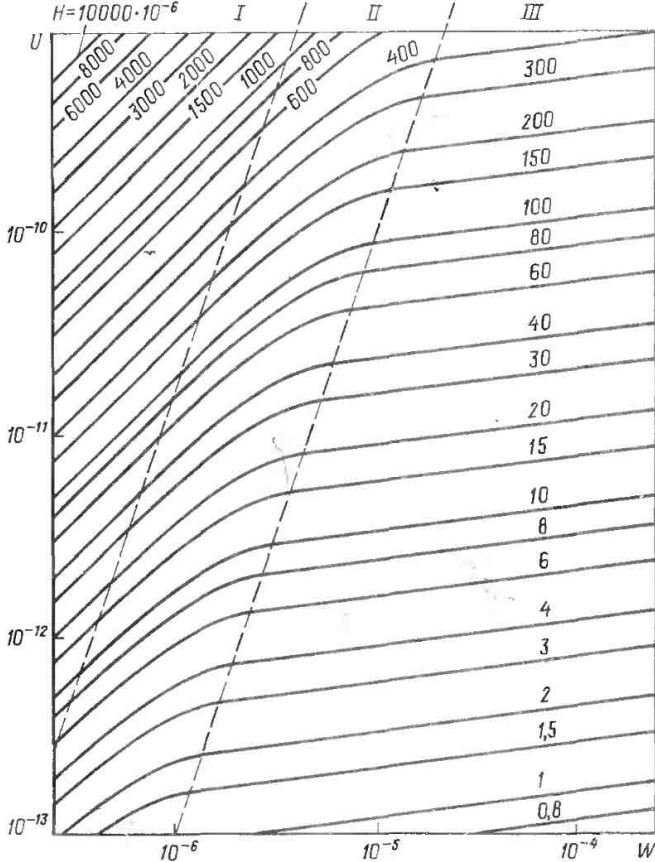


Рис. 4.41. Зоны образования разных видов пленки при безразмерном коэффициенте нагружения $G = 5000$ (по Д. Доусону [4.84]):
 I — гидродинамическая; II — переходная; III — эластогидродинамическая

Поля под асимптотами, соответствующие практически условиям образования эластогидродинамической, переходной и полуэластогидродинамической пленок, на диаграмме заштрихованы по-разному. В эластогидродинамической зоне безразмерную толщину пленки в функции коэффициентов X . Блока представляет уравнение $H_{\min} = 1,58M^{-0,125}L^{0,155}$; выраженное через основные коэффициенты, оно принимает вид:

$$H = 2,57U^{0,7}G^{0,55}W^{-0,125}.$$

В этом виде оно незначительно отличается от варианта формулы (4.155), представленного Доусоном.

Толщину полуэластогидродинамической пленки определяет уравнение $H_{\min} = 3M^{-0,32}L^{0,08}$. Выраженное через основные безразмерные коэффициенты, это уравнение принимает вид, близкий к зависимости (4.157): $H = 4,8U^{0,68}G^{0,08}W^{-0,32}$.

На основании вычисленных безразмерных коэффициентов X . Блока и с помощью диаграммы, представленной на рис. 4.42, можно оценить форму и

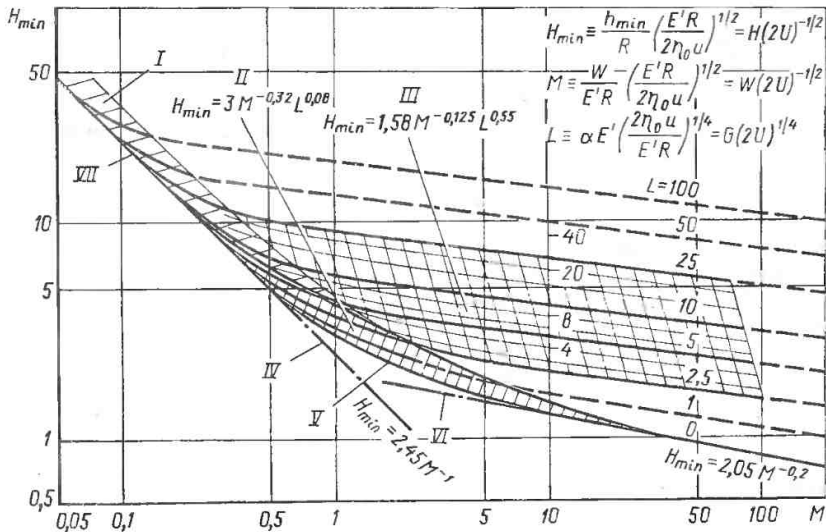


Рис. 4.42. Зоны условий образования разного рода пленок в неконформном контакте (по Х. Блоку [4.35]):

$$H_{min} \equiv \frac{h_{min}}{R} \left(\frac{E'R}{2\eta_0 u} \right)^{1/2} = H(2V)^{-1/2}, \quad M \equiv \frac{W}{E'R} \left(\frac{E'R}{2\eta_0 u} \right)^{1/2} = W(2V)^{-1/2}, \quad L \equiv \alpha E' \left(\frac{2\eta_0 u}{E'R} \right)^{1/4} = G(2V)^{1/2};$$

I — переходная зона; II — полуэластогидродинамическая зона; III — эластогидродинамическая зона; IV — асимптота: жесткие тела, извязкая жидкость (Мартин—Гюмбель); V — извязкое решение (Херребрух); VI — асимптота: деформируемые тела, извязкая жидкость (Мозс); VII — гидродинамическая зона

характер пленки смазки и определить ее толщину.

Значения постоянных множителей в приведенных выше формулах подобраны таким образом, что, несмотря на их численные отличия, для средних практических условий толщина пленки смазки получается, как и для оригинальных формул (4.155) и (4.156).

4.5.3. Дополнительные модели ЭГД-пленки смазки

Рассмотренные выше основные модели масляной пленки в неконформном стыке не охватывают всех, особенно более сложных, реальных условий образования пленки. Важнейшей с практической точки зрения является задача оценки ЭГД-пленки смазки для этих

условий. Для них разработаны дополнительные модели.

Более сложные случаи доставляют много трудностей в изучении и так уже сложной проблемы, какой является пленка смазки этого вида. В связи с этим, кроме полных решений, для некоторых моделей имеется информация, которая только подсказывает характер отличий от основной модели. Например, независимые полные решения имеют модели для эллиптического контакта или для пленки пластической смазки. Типичной дополнительной моделью может быть модель скупого смазывания. Моделями, для которых имеются только качественные данные, являются модели для некоторых не-ньютоновских жидкостей, а также модель прямого удара.

Резюмируя, можно выделить следующие дополнительные модели: с круговым или эллиптическим полем контакта; прямого удара; недостаточного смазывания; неизотермической пленки; пленки неньютоновской жидкости; пленки между шероховатыми поверхностями. Все указанные модели, за исключением неизотермической, имеют неизотермический характер.

Модель с эллиптическим полем контакта. В большинстве случаев, имеющих место на практике, эллиптический контакт характеризуется большим значением отношения величин полуосей, что позволяет аппроксимировать его линейным контактом. В связи с этим Ченг [4.37] при использовании гипотезы А. М. Эртеля—А. И. Грубина определил значение отношения полуосей эллипса, начиная с которого можно применять зависимости, справедливые для линейного контакта, и показал, что формулы эластогидродинамики позволяют получить результаты высокой точности для $a/b > 5$, если направление относительного движения поверхностей совпадает с малой осью эллипса контакта.

Следовательно, для приблизительной оценки толщины эластогидродинамической пленки смазки в контакте, выполняющем эти условия, можно применять все формулы, справедливые для линейного контакта, подставляя вместо давления

$$\omega = \frac{3F}{4a} \quad (4.158)$$

Зависимость (4.158) получена из условия замены эллипсоида давления с полуосями a , b , ρ_H эквивалентным эллиптическим цилиндром с полуосями b , ρ_H при использовании формул (4.112) и (4.134) и предположении равенства b и ρ_H .

Форма пленки в эллиптическом контакте исследовалась интерферометрическим методом разными исследователями [4.38, 4.39]. В результате этих исследований отмечено, что во всей области сжатия она имеет примерно постоянную толщину, а выходная сторона волны сжатия имеет сужение с почти постоянной толщиной. На рис. 4.43 горизонталями представлена

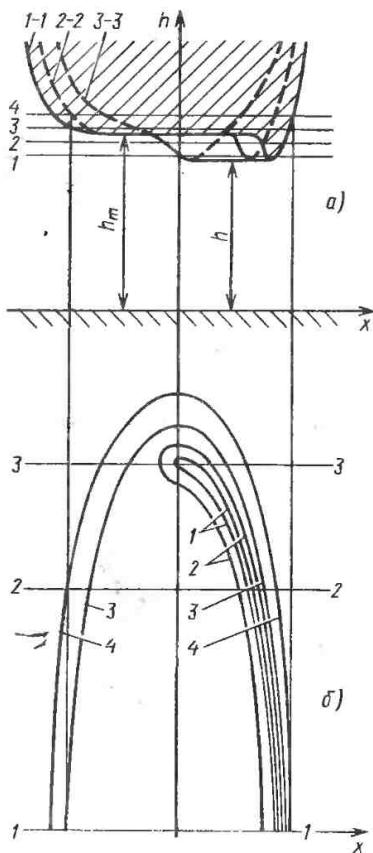


Рис. 4.43. Толщина и форма пленки в эллиптическом контакте, представленная горизонталями (а), и в отдельных сечениях поля эллиптического контакта (б)

толщина пленки и ее форма в некоторых сечениях зоны взаимодействия.

Полное, замкнутое решение ЭГД-пленки смазки в эллиптическом контакте для произвольного соотношения полуосей эллипса получили Хэмрок и Доусон в цикле работ [4.40—4.43], Бреве и Хэмрок [4.44] дали упрощенную форму этого решения, используя приближенное определение отношения полуосей эллипса контакта в виде:

$$k = \frac{a}{b} = 1,03 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,64} \quad (4.158a)$$

где R_x, R_y — эквивалентные радиусы взаимодействующих тел, соответственно в плоскости относительного движения и в плоскости перпендикулярной к ней.

Погрешность вычисления по формуле (4.158) при $0,1 < k < 10$ составляет менее 3 %.

Формулы Хэмрока и Доусона в безразмерном виде, определяющие толщину пленки в эллиптическом контакте, имеют вид:

для безразмерной минимальной толщины пленки

$$H = 3,63U^{0,63}G^{0,49}W'^{-0,073} \times (1 - e^{-0,68k}); \quad (4.159)$$

для безразмерной толщины пленки в зоне сжатия

$$H_m = 2,69U^{0,61}G^{0,53}W'^{-0,067} \times (1 - 0,61e^{-0,73k}). \quad (4.160)$$

В размерной форме эти формулы имеют вид:

для минимальной толщины пленки

$$h = 3,63(\eta_0 u)^{0,68} \times R_x^{0,466} \alpha^{0,49} E'^{-0,117} F^{-0,073} \times (1 - e^{-0,68k}), \quad (4.159a)$$

для толщины пленки в зоне сжатия

$$h_m = 2,69(\eta_0 u)^{0,67} \times R_x^{0,464} \alpha^{0,53} E'^{-0,073} F^{-0,067} \times (1 - 0,61e^{-0,73k}). \quad (4.160a)$$

Во всех этих формулах безразмерные коэффициенты определяются зависимостями: $U = \eta_0 u / (E' R_x)$; $G = \alpha E'$; $W' = F / (E' R_x^2)$.

Частным случаем эллиптического контакта является круговой контакт, в котором толщину пленки смазки в безразмерном виде определяют формулы:

для минимальной толщины

$$H = 1,83U^{0,68}G^{0,49}W'^{-0,073}; \quad (4.161)$$

для толщины в зоне сжатия

$$H_m = 1,8U^{0,67}G^{0,53}W'^{-0,067}. \quad (4.162)$$

При преобразовании формул (4.161) и (4.162) в размерный вид они сохраняют показатели формул (4.159a) и (4.160a), за исключением члена в скобках в конце этих формул.

Модель прямого удара в задаче ЭГД-пленки смазки основана на рассмотрении сближения в нормальном направлении к полупространству шарика или цилиндра в масляной среде.

Эту модель сравнительно просто можно реализовать в лабораторных условиях, но на практике в классической форме она не встречается. В реальных условиях нормальное сближение поверхностей тел сопровождается их относительным касательным движением и ростом нагрузки контакта. Такой реальный случай до сих пор еще не изучен. Несмотря на это, результаты решения классической модели прямого удара удачно используются при оценке явлений в узлах трения, в которых относительная касательная скорость поверхностей времени исчезает или слишком мала для образования пленки смазочного материала. В таких условиях в результате потери несущей гидродинамической силы пленка может существовать только в результате выдавливания смазочного материала между сближающимися поверхностями.

Классическая форма прямого удара была предметом исследований ряда авторов [4.45—4.48]. На рис. 4.44, а представлены форма пленки и соответствующие ей давления для последовательных моментов сближения тел. Можно заметить, что в результате роста вязкости под воздействием давления в центре контакта образуется смазочный карман, охватывающий около половины статического контакта (стыка). После соприкосновения тел вокруг кармана масло вытекает из него в течение длительного времени через щели между шероховатыми поверхностями.

До сих пор не существует зависимости, позволяющей в общем случае оценить продолжительность существования пленки в контакте. Однако на основании анализа результатов экспериментов установлено, что в средних условиях она велика по сравнению со временем перехода данной точки контакта через область ЭГД-пленки смазки, т. е. со временем, имеющим

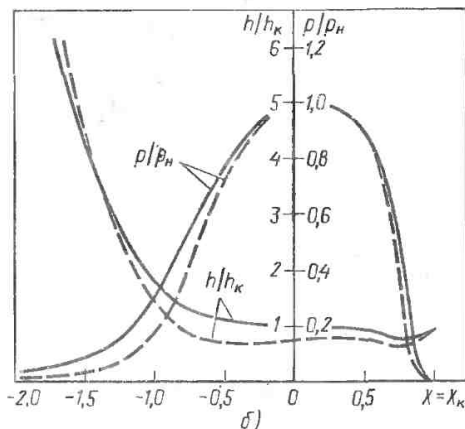
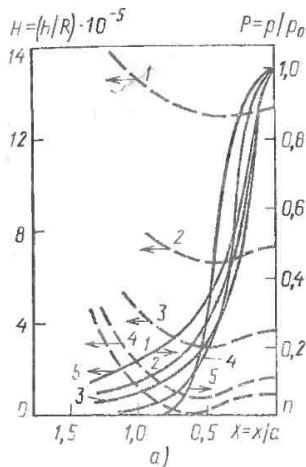


Рис. 4.44. Форма пленки смазки и распределение давления при ударе тел:

а — перпендикулярный удар (по Ли и Ченгу [4.48]): — — — — — кривые безразмерного давления; — — — — — кривые безразмерной толщины ЭГД-пленки смазки при H_0 : 1 — $13,3 \cdot 10^{-2}$; 2 — $7,2 \cdot 10^{-2}$; 3 — $3,7 \cdot 10^{-2}$; 4 — $1,6 \cdot 10^{-2}$; 5 — $0,8 \cdot 10^{-2}$; б — перпендикулярный удар при качении тел (по Уэду): — — — — — кривые при $\lambda = \sigma/\mu = 0$; $V = 3,87 \cdot 10^{-2}$; — — — — — кривые при $\lambda = 0,7 \cdot 10^{-2}$; $V = 1,44 \cdot 10^{-2}$; для обоих случаев λ и V : $Q = 3000$; $P = P/E = 4 \cdot 10^{-4}$; $H = 0,5 \cdot 10^{-2}$

влияние на мгновенные явления в пленке. В связи с этим утверждением можно принять, что до и после мгновенного исчезновения гидродинамической скорости продолжает существовать пленка смазки определенной толщины, а медленное выдавливание масла между взаимодействующими поверхностями позволяет сохранять примерно среднюю ее толщину.

Более близкий к практике случай существования пленки смазки при одновременном нормальном сближении и качении тел рассмотрели Вада и Цукиихара [4.49]. На рис. 4.44, б, взятom из их работы, также можно заметить образование кармана в пленке. Однако и в этой работе приняты допущения, не вполне соответствующие действительности, поскольку при сближении тел в условиях сопутствующих деформаций, вызванных образующимся распределением давления, должно измениться нагружение контакта.

Влияние скупого смазывания (или «пленочного голодания», по терминологии И. В. Крагельского). Возникно-

вание ЭГД-пленки смазочного материала происходит в месте соприкосновения тонких слоев смазочного материала, находящихся на начинающихся контактирующих поверхностях. На основании формулы (4.141) можно заметить, что градиент давления быстро уменьшается с увеличением отношения h/h_k . Принимая во внимание, что в неконформных узлах толщина смазочного зазора h быстро возрастает по мере удаления от зоны статического контакта, можно сделать вывод, что положение точки начала пленки на расстоянии, большем нескольких длин полуоси статического контакта, не влияет на величину давления в пленке и, следовательно, на ее толщину.

Такое же предположение принимается при анализе основных моделей жидкостного трения. Фактическая толщина ЭГД-пленки смазки находится обычно в пределах $0,1 \dots 10$ мкм и, если толщина масляных слоев на роликах, входящих в контакт, в $10\text{--}20$ раз больше и составляет $1 \dots 200$ мкм, явление скупого смазывания не проис-

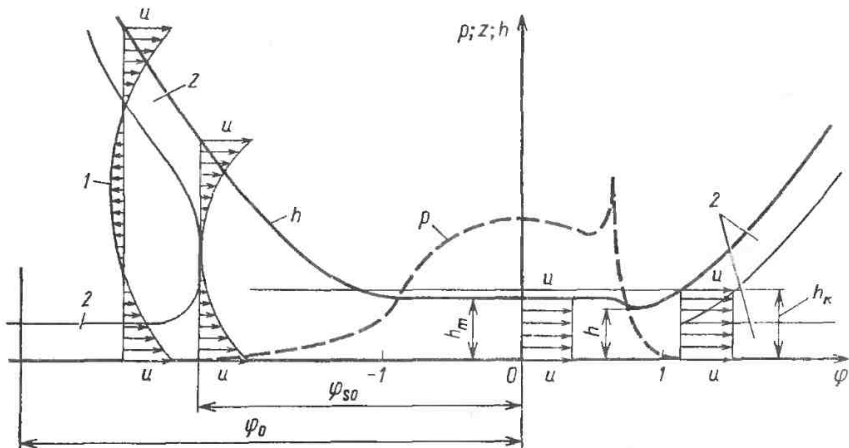


Рис. 4.45. Встречное течение в ЭГД-пленке смазки и граница скупого смазывания: 1 — встречное течение; 2 — слой масла

ходит. На практике это условие не всегда выполняется, например, при смазывании подшипников качения пластичной смазкой и масляным туманом. В таких условиях смазывания точка начала образования ЭГД-пленки смазки обычно расположена ближе к зоне статического контакта, чем точка φ_0 , от которой начало возникновения пленки мало влияет на ее толщину. В результате потери на трение ограничены до минимума, но одновременно толщина пленки смазки уменьшается по отношению к толщине, получаемой при полном заполнении смазочной щели.

На рис. 4.45 представлена форма ЭГД-пленки смазки при чистом качении с диаграммами скорости в слое смазочного материала. Для выполнения условия неразрывности течения на некотором расстоянии от зоны статического контакта в средних слоях смазочного материала должно иметь место встречное течение. Одновременно существует такая точка φ_{S0} , в которой это течение исчезает и все масло попадает между роликами, не считая незначительных боковых утечек в ЭГД-пленке, а на выходе остается на их поверхностях. Если внешние факторы (массовые силы, испарение и т. п.) не удалят этот слой с поверхности ролика, то он снова попадает в зону входа,

и, таким образом, без подвода масла сохранится постоянная во времени толщина пленки.

Граничная координата φ_{S0} в условиях чистого качения соответствует месту, где $h = 3h_k$, а при чистом скольжении $h = (3/2)h_k$. Одним из первых это явление заметил Крук [4.50]. Он отметил, что после прекращения подвода масла в зону контакта катящихся друг по другу роликов, толщина пленки за несколько минут уменьшилась до 0,7 начальной величины, а затем в течение нескольких часов работы удерживалась почти на постоянном уровне. В результате существует мнение, что, когда начало пленки достигнет координаты прекращения встречного потока, пленка будет сохранять постоянную толщину без пополнения смазочного материала.

В результате исследований, представленных в [4.51], установлено, что в практических условиях скупого смазывания толщина пленки уменьшается в случае чистого качения до величины не менее чем на 70 % толщины при полиом наполнении смазывающей щели, а при чистом скольжении — до 48 %.

Неизотермические модели. Поиск решения, идеально моделирующего условия взаимодействия зубьев зубчатых

передат, кулачка и толкателя в кулачковых механизмах или деталей подшипников качения, т. е. учитывающего выделяемое и отводимое количество теплоты, привел к разработке неизотермических решений задачи ЭГД-пленки смазки.

В этих решениях кроме уравнений теории упругости и гидромеханики необходимо было учитывать уравнения энергии

$$\rho c u \frac{\partial T}{\partial x} - k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 - \frac{T}{\rho} \frac{d\rho}{dT} u \frac{dp}{dx} \quad (4.163)$$

с использованием граничных условий для двух контактирующих тел, с учетом влияния окружающей среды

$$\left. \begin{aligned} T &= T_0 d/a; \quad x = -\infty \quad (x = x_p) \\ T(x, 0) &= \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_1 c_1 k_1 u_1}} \int_{-\infty}^x k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} \frac{dr}{\sqrt{x-r}} \\ T(x, h) &= \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_2 c_2 k_2 u_2}} \int_{-\infty}^x -k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=h} \frac{dr}{\sqrt{x-r}} \end{aligned} \right\} \quad (4.164)$$

и зависимости вязкости и плотности от давления и температуры в виде:

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p - \beta (T - T_0)}; \quad (4.165)$$

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{5,921 \cdot 10^{-30} p}{1 + 1,741 \cdot 10^{-8} p} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} (T - T_0) \right]. \quad (4.166)$$

Членами уравнения энергии (4.163) последовательно учитываются: теплопередача смазочным материалом; теплопередача от смазочного материала к окружающим деталям; рассеяние энергии в результате трения в смазочном материале; прирост энергии в результате изменения плотности смазочного материала под воздействием давления и температуры.

Граничные условия уравнения (4.163), определенные зависимостями (4.164), вытекают из уравнения теплопроводности в предположении, что теплопередача происходит по нормали к взаимодействующим поверхностям.

В некоторых решениях используется модифицированная зависимость вязкости от давления (рис. 4.46):

$$\left. \begin{aligned} &\text{для } p \leq p_g \\ \eta &= \eta_0 e^{\alpha p - \beta (T - T_0)} \\ &\text{для } p > p_g \\ \eta &= \eta_0 e^{\alpha p_g + \gamma (p - p_g) - \beta (T - T_0)} \end{aligned} \right\}, \quad (4.167)$$

где $p_g = 0,4 \dots 0,6$ ГПа.

Полное решение неизотермической задачи ЭГД-пленки смазки (начиная с 1965 г.) представлено в работах [4.52—4.56]. Трудности, с которыми связано решение столь сложной проблемы, требовали принятия значительных упрощений или условий взаимодействия, облегчающих получение сходящегося итерационного процесса. Например, в этих работах не учтено влияние встречного потока на входе пленки смазки на устанавливающуюся в ней температуру. Это привело к расчетам к меньшему влиянию скольжения на толщину пленки, чем это было отмечено в экспериментах. В указанных теоретических работах нет зависимости, позволяющей определить толщину пленки смазки. Рассчитанный на основании этих уравнений коэффициент трения при ЭГД-смазке был больше экспериментального. Однако

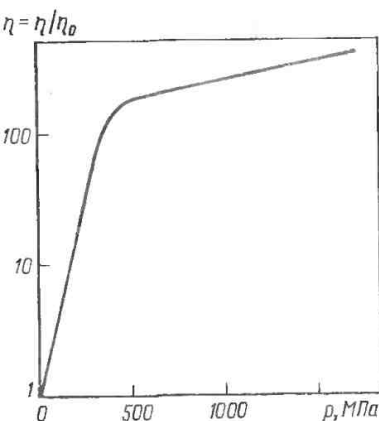


Рис. 4.46. График изменений вязкости в зависимости от давления по модифицированному закону (4.167)

исследования позволили получить основные данные о различии в характере явлений, протекающих в неизоотермической и изоотермической ЭГД-пленках смазки.

Сопоставление формы неизоотермической пленки смазки и изменения давления в ней в сравнении с аналогичными величинами для изоотермического решения задачи ЭГД-пленки смазки представлены на рис. 4.47 [4.52]. Небольшая разница кривых на входе и первой части зоны высоких давлений объясняется небольшими потерями на трение на входе и в результате небольшим падением вязкости масла вследствие нагрева. В то же время значительные потери на трение в зоне высокого давления приводят к росту в ней температуры, и зона выхода удлиняется. Концентрация давления смещается в направлении входа, а минимальная толщина пленки по отношению к ее толщине в зоне сжатия меньше, чем в изоотермическом решении. Аналогичные данные получены для изоотермического решения в [4.57].

В другой группе работ [4.58—4.60] особое внимание обращено на теплоту от трения в зоне входа, которая приводит к росту температуры, вызванному встречным потоком. Хотя в этих работах рассматривалась только зона входа, их результаты показали доминирующее влияние фактора теплообразования от трения в зоне входа на уменьшение толщины пленки, что не учитывалось предыдущими изоотермическими и неизоотермическими решениями [4.52—4.56]. Одновременно из-за увеличения температуры на входе точка, от которой отсчитывается начало пленки смазки, не влияет на решение, удаляется от зоны статического контакта, а возможность появления эффекта скупого смазывания увеличивается (см. рис. 4.45).

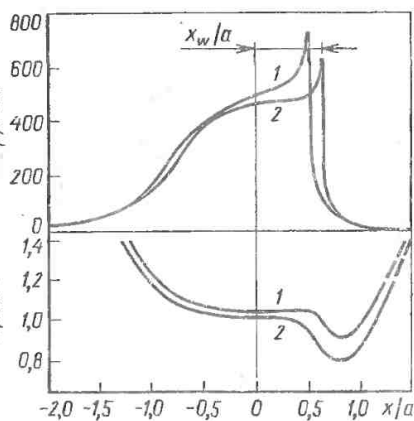


Рис. 4.47. Сравнение распределения давления и формы ЭГД-пленки смазки при качении и качении со скольжением (по Ченгу и Стерлихту [4.52]):

1 — неизоотермическая пленка смазки; 2 — изоотермическая пленка смазки, изоотермичный режим трения качения: $\omega = 130$ кН/м и $u = 2$ м/с ($u_1 = u_2$). Неизоотермичный режим трения качения с проскальзыванием: $\omega = 130$ Н/м и $u = 2$ м/с ($\frac{u_2 - u_1}{u_2} = 0,25$)

В работах Марча и Вильсона [4.59] представлен поправочный коэффициент для оценки толщины пленки смазки в средней зоне при неизоотермических условиях по отношению к толщине, вычисленной в изоотермических условиях при качении без проскальзывания:

$$(H_m)_{\text{терм}} = (H_m)_{\text{изотерм}} c_{th},$$

где

$$c_{th} = \left[1 + 0,254 \left(\frac{\eta_0 \beta u^2}{k} \right)^{0,62} \right]^{-1}. \quad (4.168)$$

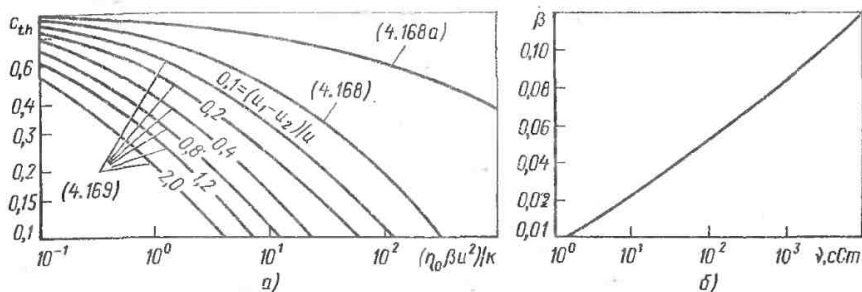


Рис. 4.48. Коэффициенты для расчета неизоэтермических условий образования ЭГД-пленки смазки:

a — коэффициент уменьшения толщины ЭГД-пленки смазки в результате потерь на трение в зоне входа; *б* — коэффициент зависимости вязкости масел от температуры (4.165)

Аналогичный коэффициент для качения без проскальзывания, но указывающий на меньшее влияние теплоты от трения в зоне входа, предложили Гош и Хэмрок [4.60]:

$$c_{th} = \left[1 + 0,1 \left(\frac{\eta_0 \beta u^2}{k} \right)^{0,4} \right]^{-1} \quad (4.168a)$$

Для случаев трения качения со скольжением Вильсон и Шен [4.61] вывели формулу:

$$c_{th} = \left[1 + 0,241 \left[1 + 8,3 \times \left(\frac{u_1 - u_2}{u} \right)^{0,83} \right] \left(\frac{\eta_0 \beta u^2}{k} \right)^{0,64} \right]^{-1} \quad (4.169)$$

Изменение коэффициента c_{th} в зависимости от $\eta_0 \beta u^2 / k$ представлено на рис. 4.48, *a*. На рис. 4.48, *б* показано

изменение коэффициента β в зависимости от вязкости масла. Коэффициент теплопроводности $k = 0,15$ Вт/(м·°С). В условиях скольжения надо дополнительно помнить, что толщина пленки смазки в сужении по отношению к толщине в средней зоне уменьшается значительно больше, чем в изотермических условиях.

В работе [4.62] приведены результаты исследований неизоэтермической пленки между телами с небольшим модулем упругости и формулы для определения:

толщины пленки

$$H = 0,67 \frac{U^{0,69} G^{0,07}}{W^{0,56} s^{0,015}}; \quad (4.170)$$

количества выделяемой теплоты

$$Q_c = 0,45 \frac{U^{1,17} W^{0,22} s^{0,41}}{G^{0,84}}; \quad (4.171)$$

максимального прироста температуры в масляной пленке

$$\Delta T = \left[\frac{URE^{*2}}{\lambda c p_0} 10^{-3} e^{-23,96 - 0,065 \ln U + 0,83 \ln G + 0,18 \ln W + 0,58 \ln s} \right]^{1/2}; \quad (4.172)$$

коэффициента трения

$$\mu = e^{-0,798 + 0,326 \ln U + 0,059 \ln G - 0,203 \ln W + 0,029 \ln s} \quad (4.173)$$

4.26. Уравнения состояния и вязкости базовых масел некоторых пластичных смазок для подшипников качения

Смазка	Вязкость базового масла [25 °C] [Нс·м ⁻²]	Уравнение состояния (4.174) при 25 °C, [Н·м ⁻²]
LT12	0,0865	$\tau = 430 + 24,5 \left(\frac{du}{dy}\right)^{0,63}$
LT4S2	0,29	$\tau = 850 + 29,1 \left(\frac{du}{dy}\right)^{0,67}$
Litol	0,33	$\tau = 960 + 44,6 \left(\frac{du}{dy}\right)^{0,66}$

Во многих случаях неизотермического эластогидродинамического и граничного трения необходимо определить приведенные теплофизические характеристики материалов и эффективную глубину проникновения тепла системы металл — тонкая пленка смазочного материала. Это очень важно, как показано А. В. Чичинадзе, Н. В. Поляковым, А. Г. Гинзбургом, для высокоскоростных нестационарных задач, при которых тепловое экранирующее действие тонкой пленки смазочного материала проявляется особенно сильно (подробно см. гл. 3 и 4 т. 3 справочника).

ЭГД-пленка смазки неньютоновских смазочных материалов. В условиях ЭГД-пленки время прохождения смазочного материала через зону контакта очень мало и ему сопутствуют очень большие градиенты давления, температуры, касательных напряжений и скорости сдвига. При таком режиме трения даже смазочные материалы минерального происхождения, традиционно считающиеся ньютоновскими, могут проявлять отклонения от этой модели.

Одновременно по разным причинам все более широкое применение нахо-

дят синтетические смазочные материалы, которые иногда значительно отличаются от модели ньютоновской жидкости, проявляя черты упруговязкой жидкости с нелинейной зависимостью от скорости сдвига. Для большинства жидких синтетических смазочных материалов, как и для смазочных материалов минерального происхождения, такие отклонения характерны в основном для сил трения и некоторых специфических показателей, например формы сужения пленки и концентрации давления. Поэтому до сих пор задача поведения неньютоновской жидкости в ЭГД-пленке смазки в большей степени является проблемой ученых и, по существу, не применяется на практике, тем более что инженер-конструктор или эксплуатационник не имеет возможности определить модель смазочного материала. Таким образом, обязанность информирования инженера о непригодности определенного смазочного материала для смазывания неконформных узлов лежит на изготовителе.

Поскольку толщину ЭГД-пленки смазки определяют в зоне входа, где градиенты величин, влияющих на неньютоновские свойства масла, сравнительно малы, для большинства смазочных материалов при определении толщины пленки смазки достаточно точность формул, выведенных для ньютоновских жидкостей.

Нелинейность зависимости вязкости от скорости сдвига проявляется только при больших значениях скорости сдвига, которые возникают при значительном скольжении в зоне сжатия. Так как большинство масел характеризуется этим свойством, то они могут быть хорошими смазочными материалами при качении с небольшим скольжением, а при большой доле скольжения могут утратить способность к поддержанию соответствующей толщины пленки смазки в зоне высоких давлений (см. также гл. 4 т. 1 и гл. 3 т. 2 справочника).

Аналогичными свойствами обладают синтетические масла, характеризующиеся запаздыванием в нарастании вязкости под воздействием давления. В работах [4.63—4.67] описаны свойства пленки такого рода упруговязких

$$= \begin{cases} 1,9 \cdot 10^{10(n-1)} \cap n \in (0,8 \dots 1 > \\ 3 \cdot 10^{11(n-1)} \cap n \in (0,68 \dots 0,8 > \\ 9 \cdot 10^{12,5(n-1)} \cap n \in (0,6 \dots 0,68 > \end{cases}$$

$$a = 0,43 + 0,27n, \quad b = 1,24 - 0,63n,$$

$$c = 0,21 - 0,09n.$$

жидкостей, описанных в основном моделью Ри-Эйринга, и пленки смазки с толщиной на порядок меньшей, чем для ньютоновских жидкостей. Следует указать, что характер изменения формы пленки смазки и распределения давления в ней изменяются от типично эластогидродинамического режима трения до гидродинамического.

К неньютоновским жидкостям могут быть отнесены пластичные смазки — масла, загущенные мылами металлов или другими загустителями. В состоянии покоя они ведут себя, как твердые тела, а после приложения сдвигающих напряжений, превышающих предел пластичности, текут примерно так же, как масла, из которых они сделаны. Благодаря этим свойствам пластичные смазки используются в качестве основного смазочного материала для подшипников качения, поскольку уплотнения подшипниковый узел и не вытекают из него, одновременно обеспечивая хорошие условия смазывания подшипника.

Наиболее близко к фактическому течению пластичной смазки описывается уравнением Хершаль-Бюלקера в виде:

$$\tau = \tau_p + \eta \left(\frac{du}{dy} \right)^n. \quad (4.174)$$

В табл. 4.26 показаны уравнения состояния (4.174) для некоторых пластичных смазок. Характерной чертой пластичных смазок является снижение границы пластичности τ_p под действием многократного сдвига. Обычно на рабочих поверхностях происходит очень медленный процесс замены отработавшей смазки на свежую. В результате этого свежая смазка, имеющая характеристику A (рис. 4.49, a), вскоре приобретает свойства, определенные кривой B , близкой к прямой, соответствующей характеристике I базового масла.

В работе [4.68] дано решение задачи ЭГД-пленки пластичной смазки на основании уравнения состояния (4.174). Для такой модели смазки толщина пленки при качении взаимодействующих деталей определяется уравнением

$$H = C_r \frac{U^a G^b}{W^c}, \quad (4.175)$$

В пленке пластичной смазки возникает поршневое течение, которое в зоне высоких давлений занимает все сечение смазочного канала. Характер течения пластичной смазки в ЭГД-пленке при возникновении поршневого течения показан на рис. 4.49, b .

На толщину пленки пластичной смазки влияет также скупое смазывание или иначе «пленочное голодание», по терминологии И. В. Крагельского. Суммируя сказанное выше, можно принять, что фактическая толщина пленки смазочного материала равна около 0,7 толщины пленки, определенной на основании вязкости базового масла по формулам для масла (4.174), или 0,5 толщины пленки, полученной на основании формулы (4.175) с учетом уравнения состояния смазки (4.174).

Влияние шероховатости взаимодействующих поверхностей на условия трения. В большинстве теоретических работ, посвященных определению основных свойств ЭГД-пленки смазки, принимается допущение об идеальной гладкости контактирующих поверхностей. Поэтому в экспериментальных исследованиях, направленных на подтверждение теоретических данных, используется минимально возможная шероховатость по отношению к толщине пленки смазки или радиусу кривизны контактирующих поверхностей.

Реальные контактирующие поверхности всегда имеют шероховатость, поэтому толщина ЭГД-пленки смазки того же порядка, что и высота микронеровностей взаимодействующих поверхностей.

Для учета воздействия микрорельефа контактирующих поверхностей на ЭГД-пленку смазки ведутся как теоретические, так и экспериментальные работы. В большинстве работ в качестве параметра, характеризующего взаимодействующие поверхности, ис-

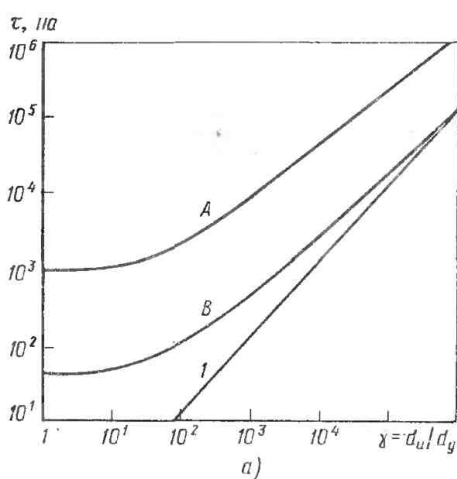
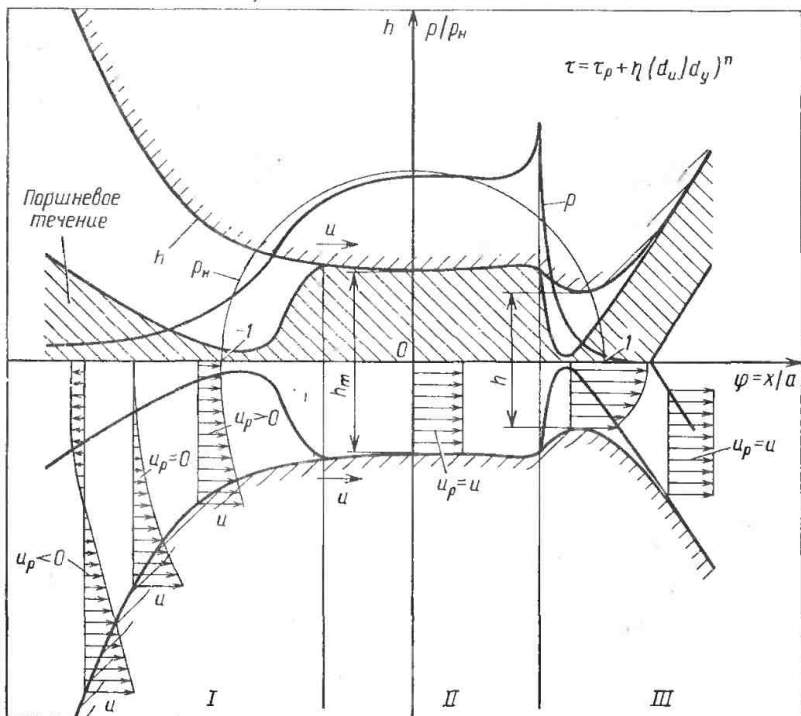


Рис. 4.49. Работоспособность пластичной смазки при ЭГД трении:

a — характеристика состояния пластичной смазки τ в зависимости от градиента сдвига: A — свежей; B — отработавшей; 1 — базового масла; b — ЭГД-пленка пластичной смазки при качении без проскальзывания



пользуется эквивалентная шероховатость в виде среднеквадратических отклонений от средней линии профиля шероховатостей:

$$Ra_z = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{1/2}. \quad (4.176)$$

Из-за большого разнообразия топографии и формы вершины шероховатостей параметр Ra_z характеризует поверхность приближенно. Поэтому экспериментально исследуются детали узлов, полученные различными технологическими способами и работающие в разных условиях взаимодействия (например, в подшипниках качения или зубчатых передачах определенных видов).

Условной мерой условий трения является коэффициент толщины пленки, равный отношению теоретической толщины ЭГД-пленки смазки, определенной для гладких поверхностей, к эквивалентной шероховатости поверхности, вычисленной по формуле (4.176) (см. также гл. 4 т. 1 и гл. 2 т. 2 справочника),

$$\lambda = \frac{h}{(Ra_1^2 + Ra_2^2)^{1/2}}. \quad (4.177)$$

В результате многих теоретических и экспериментальных исследований можно сделать вывод о том, что граница между смешанным и жидкостным трением для разных узлов трения лежит в диапазоне $0,8 < \lambda < 4$. Этот диапазон с точки зрения ЭГД-пленки смазки очень широк и характеризуется десятикратным изменением коэффициента вязкости и скорости. В связи с этим принято деление ЭГД-пленки смазки на два диапазона: $\lambda > 3$ и $\lambda \leq 3$. Считают, что при $\lambda > 3$ топография шероховатости не влияет на свойства пленки смазки и они совпадают с решением, полученным для идеально гладких поверхностей. Пленка с $\lambda \leq 3$ называется тонкой, и исследуют в основном ее состояние, потому что здесь существенно влияние шероховатости на характер происходящих в пленке явлений. Такая пленка встречается наиболее часто.

Теоретические исследования пленки смазки между шероховатыми поверх-

ностями представлены в ряде работ [4.69—4.72]. В них рассмотрено влияние величины шероховатости и направления структуры шероховатости относительно направления движения на толщину пленки смазки. Было определено, какая доля нагрузки воспринимается контактом шероховатости (граничной смазочной пленкой и без нее) и ЭГД-пленкой смазки для разных величин коэффициента толщины пленки λ .

Структура поверхности характеризуется статистическим отношением продольной и поперечной шероховатостей (рис. 4.50, а). Коэффициент $\gamma > 1$ означает, что размеры микроконтактов в продольном направлении больше, $\gamma < 1$ означает, что размеры микроконтактов в поперечном направлении больше. В результате проведенных исследований установлено, что при $\gamma < \frac{1}{6}$ и $\gamma > 6$ величина γ не влияет на толщину пленки смазки. Это означает, что микрорельеф поверхности перестает быть дискретным.

(На практике в результате процессов приработки и изнашивания размеры продольной шероховатости обычно значительно превышают размеры поперечной шероховатости и $\gamma > 1$).

На рис. 4.50, а представлено сравнение относительной расчетной толщины пленки смазки между шероховатыми поверхностями с относительной расчетной толщиной пленки при гладких поверхностях в зависимости от теоретически определенного коэффициента толщины пленки λ . На рис. 4.50, б показано влияние λ на относительную несущую способность шероховатой поверхности трения для разных условий взаимодействия при $\gamma = 1$. Как видно из рисунка, при $\lambda > 3$ шероховатости поверхностей не влияют на толщину пленки. При $\lambda < 3$ увеличение поперечной шероховатости приводит к росту толщины пленки смазки. Продольная шероховатость оказывает преобладающее влияние на толщину пленки при $\lambda < 2$, что характерно для реальных режимов трения. Некоторые авторы считают, что доля несущей способности неровностей при $\lambda = 1$ колеблется в зависимости от условий

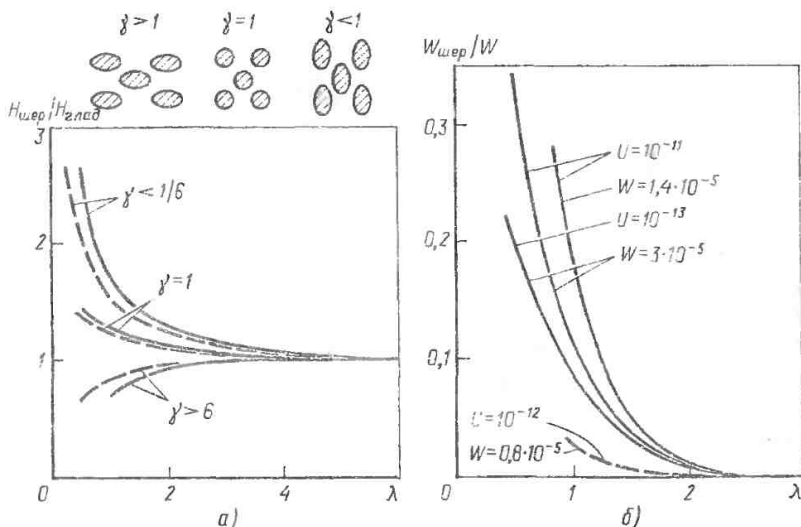


Рис. 4.50. Рабочие характеристики ЭГД-пленки смазки при трении шероховатых поверхностей:

a — влияние формы и вида шероховатости (γ — отношение размеров продольной и поперечной шероховатостей) на относительную толщину ЭГД-пленки смазки в зависимости от коэффициента толщины пленки λ : ———— — минимальная толщина пленки; ———— — толщина пленки в центре контакта; *б* — влияние коэффициента толщины пленки λ на относительную несущую способность шероховатой поверхности трения при $G = 5000$: ———— — по [4.70]; ———— — по [4.72]

взаимодействия от 2,5 до 20 %. Эксперименты подтверждают эту оценку.

На рис. 4.51, *a* показаны результаты исследований, полученные авторами работы [4.73], которые электрическим методом в зоне контакта измеряли: x — среднюю продолжительность электропроводного контакта в процентах, N — число контактов на один оборот и электрическое сопротивление ЭГД-пленки смазки R (в омах). Из рисунка видно, что при $\lambda \cong 1$ резко уменьшается средняя продолжительность электропроводного контакта x (в процентах), а число контактов N достигает максимума. Анализируя характер измеряемых величин (надо помнить, что одна неровность, проходя через зону контакта (стыка) может привести к закорачиванию контакта), можно сделать вывод о разделении пленкой смазки поверхностей трения. Надо обратить внимание на то, что в этих условиях ($\lambda \cong 1$) большинство кон-

тактов возникает в зоне сужения. В зоне сжатия в этих условиях будет неразрывное жидкостное трение. При $\lambda = 2$ число контактов и средняя продолжительность одного контакта уменьшаются до величин, указывающих на возникновение жидкостного трения во всей области контакта.

В экспериментах проявилась зависимость коэффициента толщины пленки, определяющего жидкостное трение, от величины шероховатости (рис. 4.51, *б*). При высокой шероховатости поверхностей это можно объяснить сглаживанием вершин шероховатостей и образованием между ними макро- и микроЭГД-пленки смазки, передающей нагрузку.

Подводя итог, можно сказать, что в ЭГД-пленке смазки между шероховатыми поверхностями при $\lambda \cong 0,8$ возникает смешанное трение с небольшой долей нагрузки, приходящейся на неровности, которая исчезает при $\lambda =$

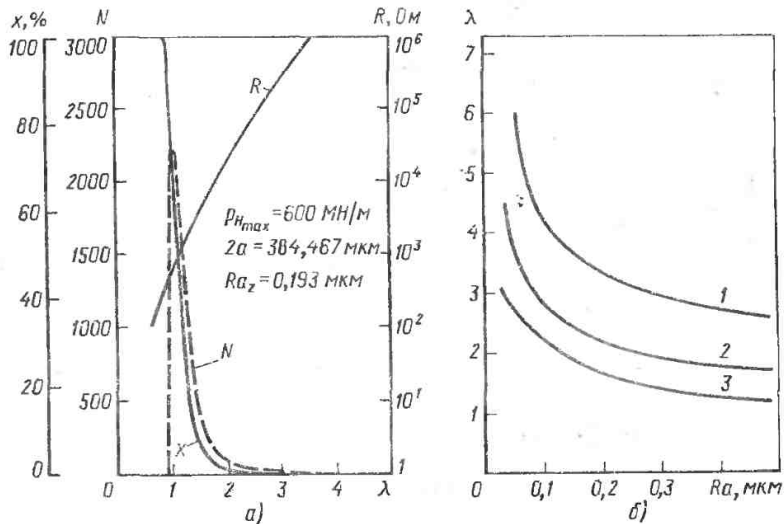


Рис. 4.51. Экспериментальное изучение условий трения при ЭГД-смазке шероховатых поверхностей:

a — средняя продолжительность контактов x , количество контактов на один оборот N и электрическое сопротивление пленки R (в омах) в зависимости от коэффициента толщины пленки λ ; *б* — зависимость коэффициента толщины пленки $\lambda = h/Ra$, определяющего вид жидкостного трения, от эквивалентной шероховатости взаимодействующих поверхностей при различной средней продолжительности контакта: 1 — $x = 0,1 \%$; 2 — $x = 1 \%$; 3 — $x = 5 \%$

$= 1 \dots 2$. В диапазоне $\lambda = 1,5 \dots 2,5$ возникают отдельные контакты, а при $\lambda = 2,5$ — условия жидкостного трения. Эти границы могут несколько смещаться в зависимости от величины шероховатости и от вида и геометрии узла трения (см. также выше гл. 2).

На условия трения огромное влияние оказывает процесс приработки взаимодействующих поверхностей. На рис. 4.52 представлены кривые несущей способности профиля Аббота поверхностей трения подшипника качения до и после приработки, которые располагаются в соответствии с толщиной образующейся пленки смазки. Можно заметить, что после приработки толщина пленки смазки, необходимая для обеспечения жидкостного трения, уменьшилась в 10 раз.

Для данного случая эквивалентная шероховатость поверхности до приработки составляет 0,2 мкм, а после приработки уменьшается до 0,15 мкм. Иначе происходит с приработкой очень

гладких поверхностей. При таком же, почти десятикратном, уменьшении толщины пленки, определяющей жидкостное трение, эквивалентная технологическая шероховатость $Ra_z = 0,04 \text{ мкм}$ в процессе приработки возрастает до 0,08 мкм. Это расхождение свидетельствует о несовершенстве отображении неровностей поверхности только одним столь простым параметром, как среднее арифметическое отклонение профиля от средней линии Ra .

4.5.4. Трение и изнашивание в неконформном смазанном контакте

В эластогидродинамической теории трения использование ньютоновской модели смазочного материала позволяет достаточно точно определить свойства пленки смазки, но дает заметное расхождение с экспериментальными данными при определении сил трения.

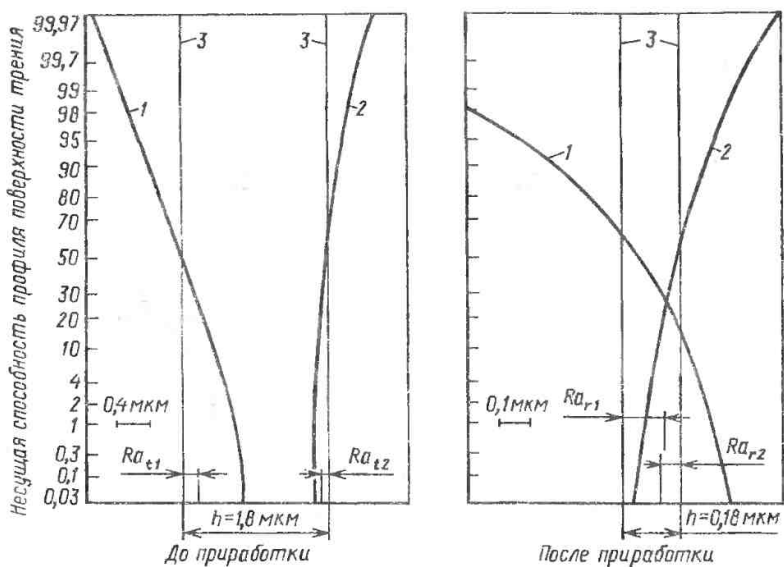


Рис. 4.52. Кривые несущей способности профиля Аббота и их взаимное расположение, обуславливающее жидкостное трение до и после приработки: 1 — поверхность трения дорожки качения; 2 — поверхность трения тела качения (шарика или ролика); 3 — средние линии профиля поверхностей трения

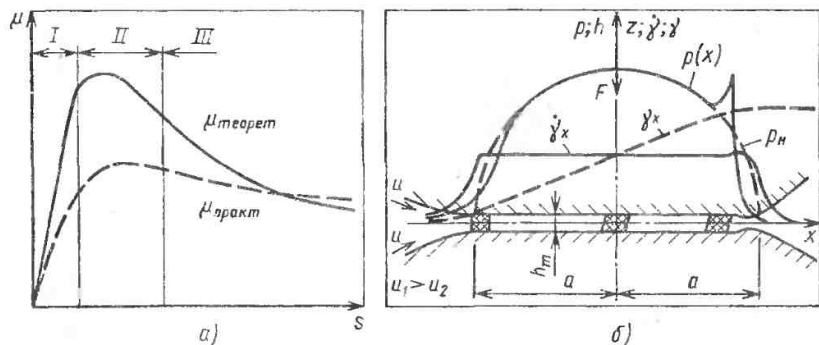


Рис. 4.53. ЭГД-трение в неконформном контакте:

а — теоретическая и экспериментальная зависимости изменения коэффициента трения в функции скольжения; I — линейный диапазон упругих деформаций; II — нелинейный диапазон; III — диапазон теплового эффекта; б — упругие деформации смазочного материала под воздействием сдвигающих напряжений в зоне высоких давлений (по Джонсону [4.65])

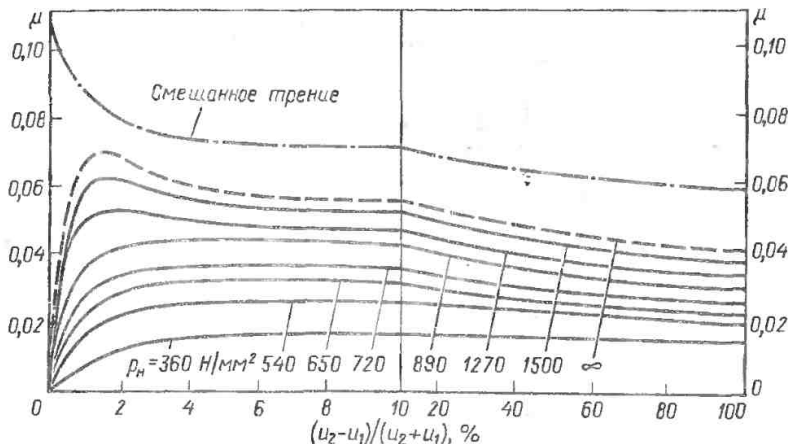


Рис. 4.54. Коэффициент трения в ЭГД-пленке смазки в зависимости от максимального давления Герца и относительного скольжения

При небольшом и среднем проскальзывании величина коэффициента трения, определенного теоретически [4.52—4.74], в значительной степени выше экспериментальной. Изменение коэффициента трения, равного отношению текущей касательной силы к нормальной $\mu = T/F$, показано на рис. 4.53, а. На диаграмме можно выделить три диапазона: *I* — линейный, в котором коэффициент трения растет пропорционально проскальзыванию; *II* — переходный, в котором коэффициент трения достигает максимума; *III* — тепловой со снижением коэффициента трения, проявляющийся по мере увеличения скольжения.

Расхождение теории и практики (см. рис. 4.53, а) вначале объясняли не слишком адекватным отображением влияния теплоты трения в теоретических решениях. В настоящее время появилось мнение, что в зоне высоких давлений, которая играет доминирующую роль в создании силы трения, масло становится упруговязким аморфным телом, аналогичным стеклу, описанным нелинейной моделью Максвелла [4.75, 4.76, 4.64, 4.65] (см. также гл. 4 т. 1 справочника):

$$\dot{\gamma} = \frac{\eta}{G} \dot{\tau} + \tau_0 \sin h(\tau/\tau_0), \quad (4.178)$$

где η/G — время релаксации; τ_0 — напряжения, выше которых вязкость масла становится в высокой степени нелинейно зависящей от скорости сдвига (для большинства масел $\tau_0 \approx 5$ МПа).

В условиях небольшого скольжения $\tau \ll \tau_0$, $\sin h(\tau/\tau_0) \approx \tau/\tau_0$, а уравнение (4.178) упрощается до вида:

$$\dot{\gamma} = \frac{\eta}{G} \dot{\tau} + \tau. \quad (4.179)$$

Из формулы (4.179) следует, что при упругой деформации пленки (рис. 4.53, б) сила трения уменьшается на величину произведения времени релаксации и градиента касательных напряжений. В результате в зоне линейного нарастания это может снизить теоретически рассчитанный коэффициент трения до величины, полученной экспериментально.

При больших скоростях сдвига, вызванных скольжением, $\tau \gg \tau_0$ и $\sin h(\tau/\tau_0)$ стремится к $(e/2)^{\tau/\tau_0}$, а зависимость между η и τ становится высоконелинейной и может возникнуть такой же эффект, как и в зоне нарастания коэффициента трения.

До сих пор нет решения задачи ЭГД-пленки для такой модели смазочного материала, и на практике поль-

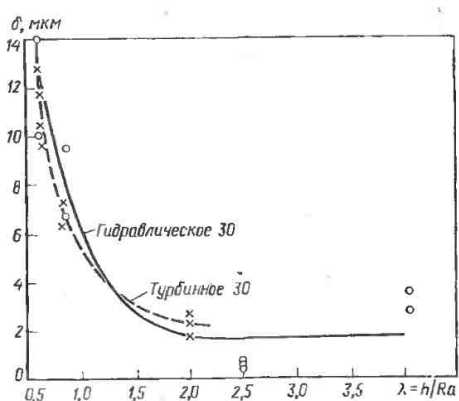


Рис. 4.55. Влияние коэффициента толщины пленки λ на абразивное изнашивание δ взаимодействующих поверхностей подшипника качения:
 O — масло турбинное 30; X — масло гидравлическое 30

вуются коэффициентами трения, определенными опытным путем и представленными на рис. 4.54. Диаграмма на этом рисунке построена на основании результатов многих работ [4,74, 4.75, 4.77, 4.78, 4.79, 4.81, 4.82].

В смазываемом неконформном контакте могут существовать два вида изнашивания: абразивное и усталостное. На рис. 4.55 показано изменение абразивного изнашивания взаимодействующих поверхностей подшипников качения в зависимости от коэффициента толщины пленки λ . Можно заметить, что по сравнению с условиями смешанного трения ($\lambda \approx 0,5$) в условиях жидкостного трения долговечность при абразивном изнашивании возрастает более чем в 10 раз. Тем не менее даже в условиях жидкостного трения происходит медленное абразивное изнашивание, вызванное продуктами износа и загрязнениями, проходящими через очень тонкую ЭГД-пленку смазки, которые нельзя удалить с помощью системы очистки.

Усталостное изнашивание вызвано циклическими изменениями в тонких подповерхностных слоях, создаваемых поверхностными напряжениями во время периодического прохождения поверхности через зону контакта. Через некоторое число циклов нагружений

в слабой точке приповерхностного слоя появляется трещина, которая, распространяясь, приводит к отрыву от поверхности части материала, образуется раковина.

Под поверхностью возникают напряжения, компоненты которых в направлениях главных осей эллипса контакта и нормали к поверхности являются главными напряжениями σ_x , σ_y , σ_z (рис. 4.56, а). Наибольшая величина на некоторой глубине вдоль касательных напряжений τ_{xz} , возникающая на некоторой глубине вдоль оси Z, определяется по формуле: $\tau_{xz} = 0,5 \times X (\sigma_z - \sigma_x)$.

При перекатывании взаимодействующих деталей в параллельных поверхностях плоскостях возникают ортогональные касательные напряжения, направления которых в передней и задней частях контакта противоположны (рис. 4.56, б). После перехода точки поверхности через контакт знаки ортогональных напряжений изменяются и амплитуда этих напряжений составляет $2\tau_{xz}$ (рис. 4.56, в).

На рис. 4.56, г показана относительная глубина расположения (z/b) максимумов обоих видов напряжений и отношение их величин к максимальному давлению Герца p_{\max} .

Напряжения обоих видов считаются главной причиной образования усталостных трещин в подповерхностном слое. Анализируя значения максимальных касательных напряжений и глубину слоев, в которых они возникают, можно сделать вывод о характере усталостного изнашивания. Поэтому, когда подповерхностные слои упрочняются путем цементации, толщина упрочняемого слоя должна быть не менее чем в 3 раза больше глубины слоев, в которых действуют максимальные касательные напряжения.

Обычно в теории усталостного изнашивания поверхности трения не учитывается влияние подповерхностных касательных напряжений на долговечность из-за небольшой средней величины коэффициента трения, которая реализуется при гидродинамической и эластогидродинамической смазке. Однако случайные локальные значения касательных напряжений, вызванных

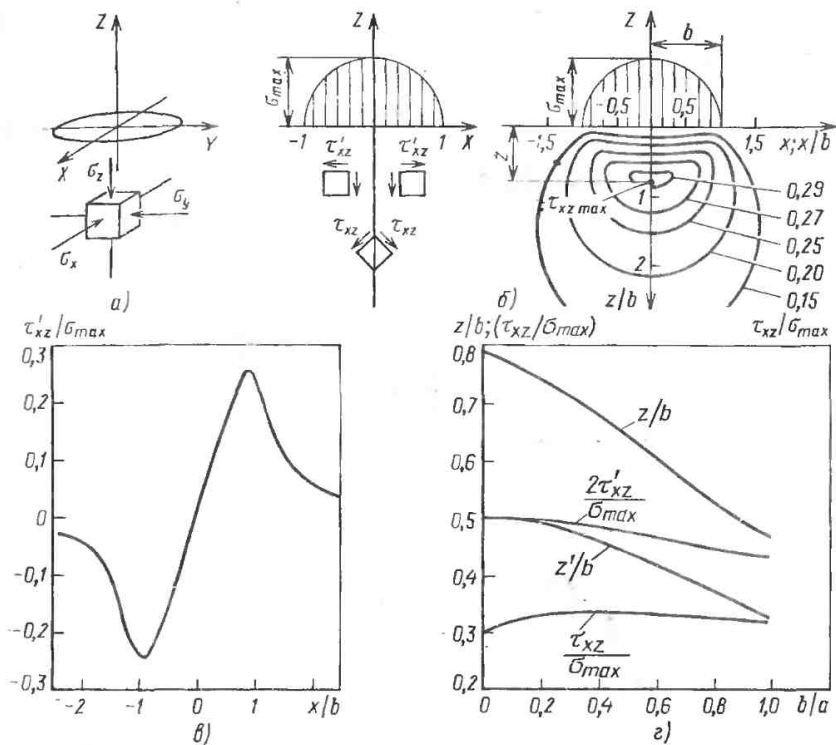


Рис. 4.56. Подповерхностные напряжения, вызванные полуэллиптическим распределением давления, действующего на контакте поверхности трения

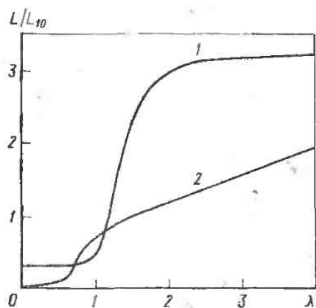


Рис. 4.57. Относительная долговечность L/L_{10} , характеризующая усталостную прочность поверхности подшипников качения в зависимости от коэффициента толщины пленки смазки λ : 1 — по Спурке [4.85]; 2 — по Таллиану [4.86]

фрикционным взаимодействием неровностей или твердыми частицами загрязнений масла, проходящими через зону контакта, могут быть очень большими [4.80]. В результате такие экстремальные условия трения значительно влияют на усталостную прочность поверхности (рис. 4.57) [4.85, 4.86]. При переходе от условий смешанного трения к жидкостному трению прочность поверхности возрастает примерно в 10 раз, что резко повышает износостойкость подшипников качения.

4.5.5. ЭГД-пленка смазки в подшипниках качения

Модели, рассматриваемые в теории ЭГД-пленки смазки, с хорошим приближением отражают взаимодействие

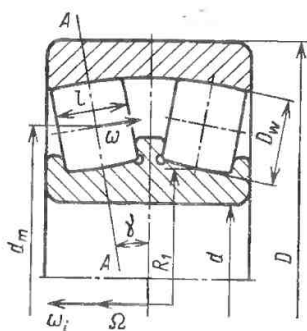


Рис. 4.58. Модель роликового подшипника качения для оценки условий трения

деталей качения с дорожкой подшипников качения. Полученные сведения используются при подборе вязкости смазочных материалов для получения наиболее благоприятных условий трения, т. е. жидкостного трения. Они используются также при совершенствовании внутренней конструкции подшипников, при изучении условий равновесия подвижной части и определении действующих на нее сил трения, а также при формировании рабочих поверхностей подшипника так, чтобы они благоприятствовали образованию жидкостного трения.

При оценках толщины пленки смазочного материала или условий трения в подшипнике сведение контакта катящейся детали с дорожкой к модели ЭГД-пленки смазки основано на следующих упрощающих предположениях.

1. Во время работы подшипника изменяется только нагружение катящейся детали (шарика и ролика) при ее вращения вокруг кольца. Из-за небольшой ширины зоны контакта по сравнению с периметром кольца можно принять при расчете условия нагружения, равные наибольшей его величине:

$$F = \frac{5P}{iz \cos \gamma} \quad (4.180)$$

2. Для всех подшипников, за исключением шариковых самоустанавливающихся, рассматривается пленка на их внутренней дорожке, где эквивалент-

ный радиус кривизны меньше и меньше толщина ЭГД-пленки смазки.

3. Для всех подшипников с точечным контактом (стыком) за исключением шариковых самоустанавливающихся, отношение полуосей эллипса контакта $a/b > 10$, поэтому можно применять формулы для линейного контакта с подстановкой (4.157).

После принятия этих предположений проведено моделирование бочкообразного роликоподшипника в плоскости $A-A$ (рис. 4.58).

Если средний диаметр подшипника

$$d_m = 2R_1 + D_w \cos \gamma \cong \frac{D + d}{2} \quad (4.181)$$

и

$$s = \frac{d_m}{D_w \cos \gamma}, \quad (4.181a)$$

то эквивалентный радиус кривизны в плоскости $A-A$

$$R = D_w \frac{s - 1}{2s}. \quad (4.182)$$

Взаимное движение деталей подшипника определяют уравнения:

$$(D_w/2) \omega = R_1 (\Omega - \omega_i),$$

$$(D_w/2) \omega = (R_1 + D_w \cos \gamma) \omega_i.$$

При $\omega_i = \pi n/30$ гидродинамическая скорость поверхности

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2} = R_1 (\Omega - \omega_i) = \frac{\pi n}{120} D_w \cos \gamma \left(\frac{s^2 - 1}{s} \right). \quad (4.183)$$

Подставив в формулу Доусона (см. табл. 4.25) зависимости (4.180), (4.182) и (4.183), получили формулы, определяющие толщину пленки (в мкм) для разных подшипников:

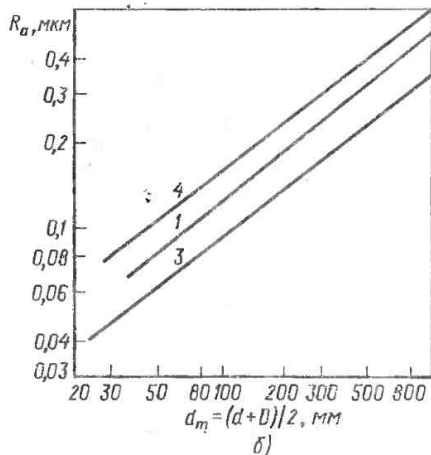
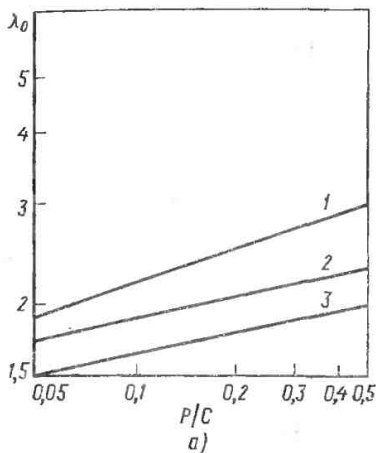


Рис. 4.59. Рабочие характеристики различных подшипников качения:

а — требуемый коэффициент толщины изотермической ЭГД-пленки смазки λ_0 в зависимости от нагрузки, обуславливающий жидкостное трение разных видов подшипников качения, P/C ; б — эквивалентная шероховатость R_a взаимодействующих поверхностей подшипников разных типов в зависимости от среднего диаметра подшипника d : 1 — бочкообразные ролики; 2 — цилиндрические ролики; 3 — шарики; 4 — цилиндрические, игольчатые ролики

для шариковых радиальных и радиально-упорных с эллиптическим стыком

$$h = 4 \cdot 10^{-5} \left(D_w \frac{s-1}{s} \right)^{1,16} \times \\ \times [(s+1) \cos \gamma]^{0,7} b^* 0,12 (iz \cos \gamma)^{0,08} \times \\ \times (n\eta_0)^{0,7} \alpha^{0,61} P^{-0,08}; \quad (4.184)$$

для роликовых радиальных и радиально-упорных с линейным стыком

$$h = 5,8 \cdot 10^{-5} \left(D_w \frac{s-1}{s} \right)^{1,12} \times \\ \times [(s+1) \cos \gamma]^{0,7} (Liz \cos \gamma)^{0,12} \times \\ \times (n\eta_0)^{0,7} \alpha^{0,61} P^{-0,12}; \quad (4.185)$$

для шариковых упорных

$$h = 4,5 \cdot 10^{-5} D_w^{1,16} s_a^{0,7} b^* 0,12 \times \\ \times z^{0,08} (n\eta_0)^{0,7} \alpha^{0,61} P^{-0,08}; \quad (4.186)$$

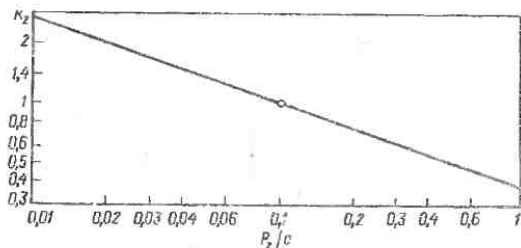
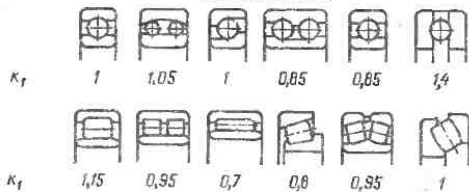
для бочкообразных роликовых упорных

$$h = 7 \cdot 10^{-5} \left(D_w \frac{s-1}{s} \right)^{1,12} \times \\ \times [(s+1) \cos \gamma]^{0,7} (Lz \sin \gamma)^{0,12} \times \\ \times (n\eta_0)^{0,7} \alpha^{0,61} P^{-0,12}. \quad (4.187)$$

В зависимостях (4.186) и (4.187) для упорных подшипников $s_a = = d_m/D_w = d + D/(2D_w)$. В формулах (4.184)—(4.187) линейные размеры D_w, l надо подставлять в мм, нагрузку P в ньютонах, частоту вращения в об/мин, вязкость в сантипуазах, статический коэффициент вязкости в (МПа) $^{-1}$.

Формулы (4.184)—(4.187) могут непосредственно служить для расчета толщины пленки и оценки условий трения в подшипнике путем сравнения полученной величины с шероховатостью поверхности и требуемой величиной ЭГД-пленки смазки. Необходимое значение коэффициента толщины пленки, определяющего жидкостное трение (рис. 4.59, а), получено на основании экспериментальных данных. Среднее значение эквивалентной шероховатости подшипников разного вида показано на рис. 4.59, б.

Вид подшипника:



ν , мм²/с; сСт

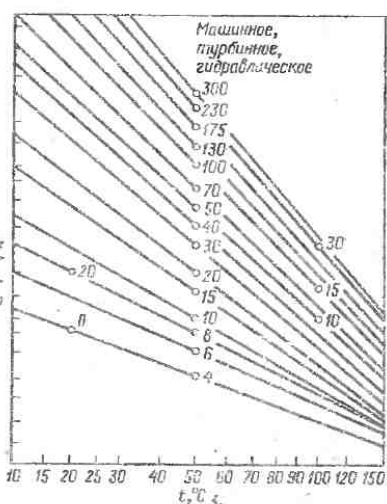
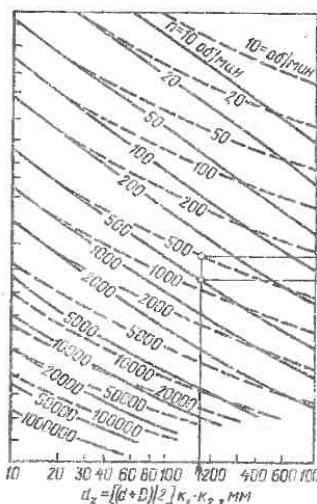
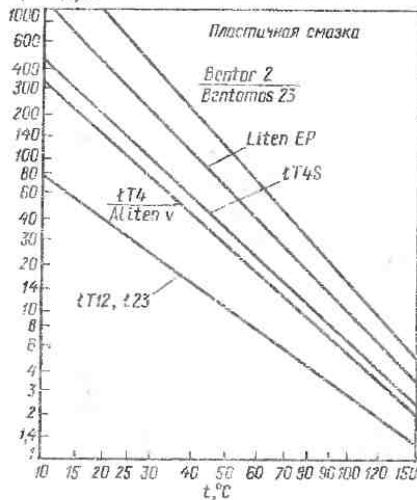


Рис. 2.60. Номограмма подбора вязкости масел и пластичных смазок для подшипников качения

Из-за сложности формул, определяющих толщину ЭГД-пленки смазки, и необходимости корректировки расчета разными коэффициентами, разработан номографический метод подбора вязкости смазочных материалов для подшипников качения и оценки условий трения в них.

Представленная на рис. 4.60 номограмма состоит из главной диаграммы подбора вязкости смазочного материала в зависимости от частоты вращения n вала и эквивалентного диаметра подшипника, определяемого по формуле

$$d_z = \frac{d + D}{2} k_1 k_2 = d_m k_1 k_2. \quad (4.188)$$

С обеих сторон главной диаграммы представлены температурные характеристики: слева — пластичных смазочных материалов, справа — масел. В верхней части находятся значения коэффициента k_1 , характеризующего вид подшипника, и диаграмма коэффициента k_2 , характеризующего относительное нагружение подшипника, выраженное отношением эквивалентной нагрузки к грузоподъемности подшипника P/C . На главной диаграмме вязкость, требуемая для обеспечения номинального срока службы подшипника при смазывании погружением, представлена сплошными линиями, штриховыми линиями — рекомендуемая вязкость для получения наибольшего срока службы. В случае смазывания масляным туманом или росой (*spot lubrication*) благодаря скупому смазыванию и небольшим потерям трения вязкость можно увеличить вдвое по сравнению с требуемой. Диаграммы вязкости пластичной смазки включают влияние скупого смазывания.

При подборе смазочного материала для подшипников справедливы следующие правила использования номограмм. Для определенного вида подшипника и эквивалентной нагрузки по формуле (4.188) следует определить значение эквивалентного диаметра. Ордината пересечения прямой, перпендикулярной к оси абсцисс в точке, соответствующей эквивалентному диаметру, и определенной кривой частоты вращения позволяет оценить

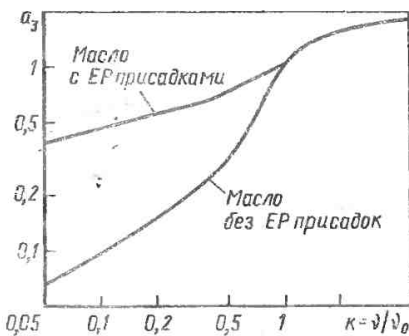


Рис. 4.61. Зависимость коэффициента условий трения от относительной вязкости смазочного материала $k = \nu/\nu_0$

требуемую или рекомендуемую вязкость смазочного материала. Выбор марки масла или смазки можно сделать по температурным диаграммам с обеих сторон главной номограммы.

При оценке условий трения определенной величины необходимой вязкости ν_0 надо сравнить с фактической вязкостью смазочного материала ν . На основании отношения $k = \nu/\nu_0$ по диаграмме, приведенной на рис. 4.61, можно определить коэффициент условий смазывания a_3 для формулы, определяющей долговечность подшипника:

$$L = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p. \quad (4.189)$$

На диаграмме (см. рис. 4.61) при $k = \nu/\nu_0 < 1$, соответствующем условиям смешанного трения, верхняя кривая относится к высокой чистоте смазочного материала с присадками типа EP, нижняя — к маслу без присадок с некоторым количеством загрязнений. Номограмма подбора вязкости и коэффициента смазывания построена для новых значений грузоподъемности подшипников качения, введенных после 1983 г.

4.5.6. ЭГД-пленка смазки в зубчатых передачах

Закладываемые в проектных расчетах зубчатых передач стойкость к абразивному изнашиванию, усталостная

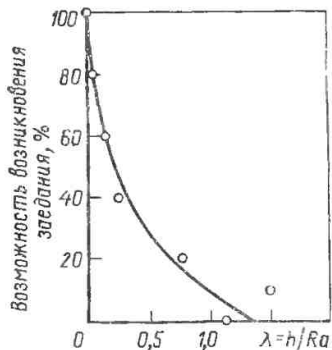


Рис. 4.62. Влияние коэффициента толщины пленки λ на возможность возникновения заедания зубчатой передачи по Валлауэру [4.83]

прочность и стойкость к задиру и заеданию могут быть реализованы только при правильной их эксплуатации. Одним из условий является образование в контакте зубьев наиболее благоприятного характера трения.

В большинстве передач путем соответствующего подбора вязкости масла можно получить условия жидкостного трения. На рис. 4.62 представлен пример влияния коэффициента толщины пленки на возможность возникновения заеданий [4.83]. Оно аналогично для усталостного и абразивного изнашивания. Можно утверждать, что коэффициент толщины пленки $\lambda = 1,5 \dots 2,0$ обеспечивает нормальную работу передачи.

Знание влияния условий контакта на образование ЭГД-пленки смазки дает дополнительные возможности при проектировании передач, например при выборе наиболее благоприятной области взаимодействия зубьев зубчатых передач путем соответствующего подбора корректирующих коэффициентов.

Из-за разнородности конструкций зубчатых передач и различий в протекании процессов контактного взаимодействия моделирование с точки зрения образования ЭГД-пленки смазки должно проводиться отдельно для каждого вида передач. Одновременно в более сложных передачах оно может иметь только приблизительный характер, дающий качественную ориентацию

в производящих процессах (см. гл. 7 т. 1 и гл. 6 т. 3 справочника).

Рассматривая даже самый простой вид передачи — цилиндрическую прямозубую передачу (рис. 4.63) — надо понимать и учитывать сложность протекающих явлений, определяемую в первую очередь непрерывным изменением условий контактного взаимодействия вдоль линии зацепления, а также изменением скольжения между зубьями. Моделью передачи такого типа являются два цилиндра с центрами в концах отрезка зацепления, контактирующие в точке зацепления.

На рисунке показано изменение вдоль линии зацепления эквивалентного радиуса, максимального давления, скорости качения и скольжения, а также рассчитанной на их основании толщины масляной пленки.

При использовании обозначений, приведенных на рис. 4.63, величины, влияющие на толщину пленки вдоль участка зацепления, определяют по формулам:

эквивалентный радиус

$$R = \frac{\left(\frac{d_1}{2} \sin \gamma + e\right) \left(\frac{d_2}{2} \sin \gamma - e\right)}{\left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right) \sin \gamma}; \quad (4.190)$$

гидродинамическая скорость

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2} = \frac{\pi n}{30} \left[\frac{d_1}{2} \sin \gamma - \frac{e}{2} (i - 1) \right]. \quad (4.191)$$

Влияние изменения силы между зубьями при взаимодействии одной или двух пар зубьев может не учитываться из-за небольшого воздействия нагрузки на толщину ЭГД-пленки смазки. Ее величину в зависимости от окружной силы определяет формула

$$F = \frac{P}{\cos \gamma}.$$

Построенная на основании рассчитанных величин изотермическая масляная

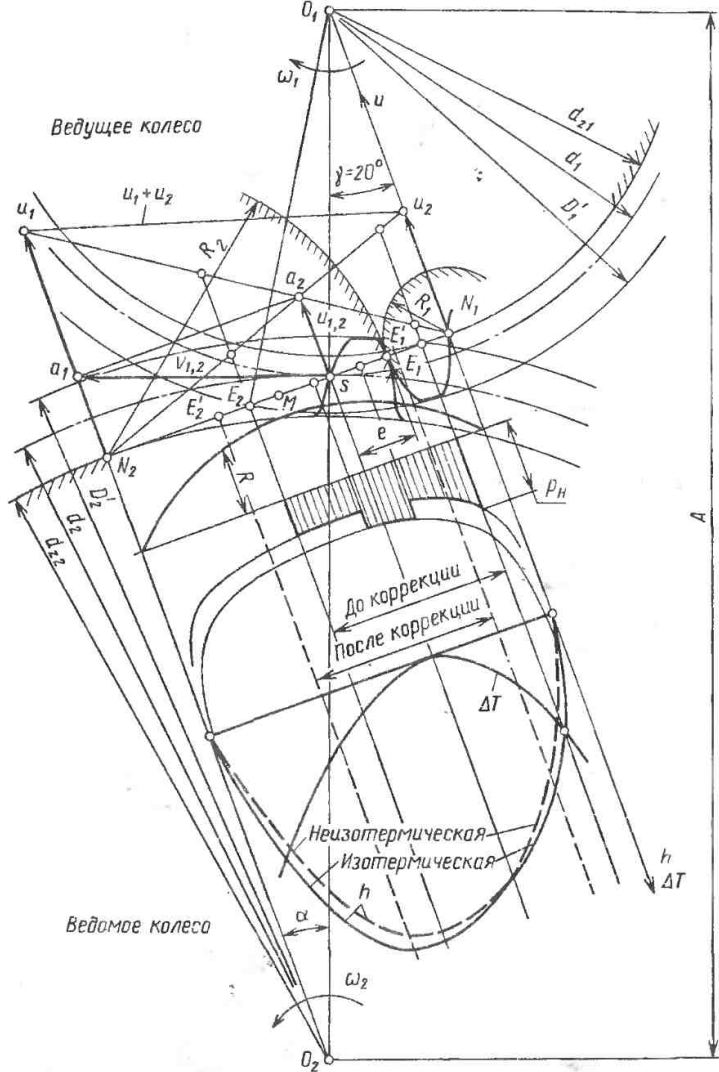


Рис. 4.63. Модель взаимодействия зубьев в цилиндрической прямозубой передаче и изменение толщины ЭГД-пленки смазки вдоль линии зацепления

ЭГД-пленка смазки, представленная на рис. 4.63 сплошной линией, имеет максимум, смещенный в направлении большого колеса. Максимум в середине линии зацепления будет только у зубчатой передачи с передаточным

отношением $i = 1$, а по мере увеличения передаточного отношения смещается в направлении точки N_2 . Чистое качение будет только в полюсе зацепления, по мере удаления от него растет доля скольжения. В результате

растет температура, что также отмечено на диаграмме. Можно заметить, что рост этот заметнее со стороны участка зацепления, соответствующего меньшему колесу. В соответствии с этим ростом и данными неизотермического решения ЭГД-теории скорректированная толщина масляной пленки представлена на диаграмме штриховой линией.

Анализируя рост температуры и толщину ЭГД-пленки смазки, можно заметить, что благоприятные условия взаимодействия в зубчатом зацеплении смещены в сторону большого колеса. Смещение, определенное различным приростом температуры на обоих концах участка зубчатого зацепления, увеличивает толщину масляной пленки и должно быть тем больше, чем больше передаточное отношение. Из приведенных рассуждений следует, что если передаточное отношение $i \neq 1$, в каждой передаче надо применять корректировку зацепления для улучшения условий взаимодействия. В передачах с большим числом зубьев и передаточным отношением из-за небольшой длины линии зацепления, небольшого скольжения и роста температуры целесообразно смещение всей линии зацепления за полюс зубчатого зацепления в направлении большого колеса.

Расчет толщины ЭГД-пленки смазки представлен ниже на примере цилиндрической косозубой передачи.

Величины, характеризующие контакт в полюсе зубчатого зацепления (обозначения см. на рис. 4.63), вычисляются по формулам:

эквивалентный радиус кривизны

$$R = \frac{Ai \sin \gamma}{(i+1)^2 \cos \beta}; \quad (4.192)$$

гидродинамическая скорость поверхности при $u_1 = u_2$

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2} = u_1 = \frac{\pi A n_1 \sin \gamma}{30(i+1)}; \quad (4.193)$$

удельная нагрузка, выраженная функцией давления Штрибека,

$$\omega = \frac{2QA}{(i+1) \cos \gamma}. \quad (4.194)$$

Подставляя в уравнение (4.155) величины, определенные зависимостями (4.192)—(4.194) и учитывая табл. 4.25, получим:

$$h = 0,31 \alpha^{0,61} E^{*0,03} \sin \gamma^{1,12} \cos \gamma^{0,12} \times \\ \times \cos \beta^{-0,42} \times \\ \times \frac{i^{0,42}}{(i+1)^{1,42}} (\eta_0 n_1)^{0,7} Q^{-0,12} A. \quad (4.195)$$

Подставляя в уравнение (4.195) $\alpha = 2 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$ (так как диапазон изменения невелик: $10^{-8} < \alpha < 3 \times 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$) эквивалентный модуль упругости для стали $E^* = 353 \cdot 10^9 \text{ Па}$, угол $\gamma = 20^\circ$ и принимая $\cos \beta^{-0,42} \approx 1$, получим:

$$h = 4,12 \cdot 10^{-6} A \frac{i^{0,42}}{(i+1)^{1,42}} \times \\ \times (\eta_0 n_1)^{0,7} Q^{-0,12}. \quad (4.196)$$

Приводя выражение (4.196) к практическим используемым единицам — A [мм], η [сСт], Q [МПа], h [мкм] — и предполагая $\rho = 0,85 \text{ кг/дм}^3$, получим формулу:

$$h = 6,23 \cdot 10^{-6} A \frac{i^{0,42}}{(i+1)^{1,42}} \times \\ \times (\eta_0 n_1)^{0,7} Q^{-0,12}. \quad (4.197)$$

Эта формула преобразуется к виду:

$$h = 6,23 \cdot 10^{-6} A k_i k_\eta k_Q, \quad (4.198)$$

где k_i , k_η , k_Q — коэффициенты, представленные на диаграммах рис. 4.64, а, б, в.

Аналогичным способом можно определить толщину пленки смазки в конической передаче в торцовом сечении зуба:

$$h = 0,31 \alpha^{0,61} E^{*0,03} \frac{\sin \gamma^{1,12} \cos \gamma^{0,12}}{\cos \beta^{0,42}} \times \\ \times \frac{i^{0,42}}{(i^2+1)^{0,71}} \left(1 - \frac{L}{2L}\right)^{-0,12} \times \\ \times L (\eta_0 n_1)^{0,7} Q^{-0,12}. \quad (4.199)$$

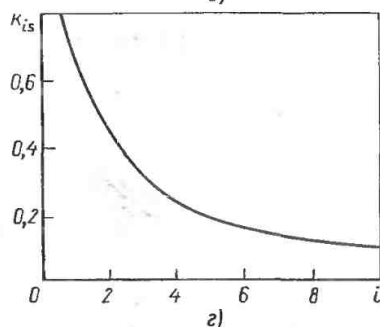
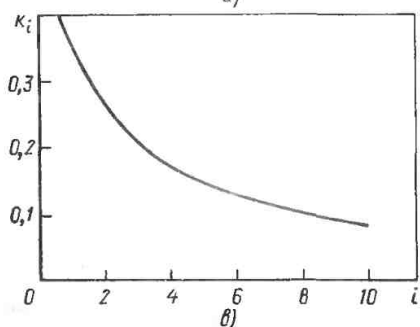
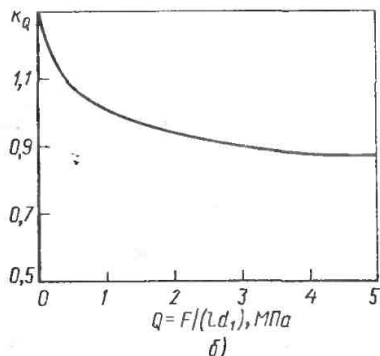
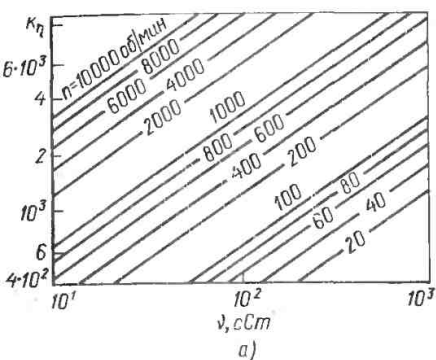


Рис. 4.64. Изменение коэффициентов k_η , k_i , k_{i_s} , k_Q , используемых в формулах (4.198) и (4.201)

В уравнении (4.199) значение члена $\left(1 - \frac{l}{2L}\right)^{-0,12}$ мало при условии, что $l/(2L) = 0,4$. Учитывая это, получим формулу:

$$h = 4,37 \cdot 10^{-6} L \times \frac{i^{0,42}}{(i^2 + 1)^{0,71}} (\eta_0 \eta_1)^{0,7} Q^{-0,12}, \quad (4.200)$$

которая после преобразования к практическим единицам (мкм) измерения примет вид:

$$h = 6,6 \cdot 10^{-6} L k_{i_s} k_\eta k_Q. \quad (4.201)$$

Коэффициенты k_η и k_Q в формуле (4.201) имеют те же значения, что и для

цилиндрической передачи, а коэффициент k_{i_s} представлен дополнительно на диаграмме рис. 4.64, з.

Формулы (4.198) и (4.201) определяют толщину пленки в центре зубчатого зацепления. На рис. 4.63 можно заметить, что на конце участка зацепления со стороны меньшего колеса, т. е. в месте взаимодействия иожки зуба шестерни и вершины зуба ведомого колеса, толщина пленки смазки меньше, чем в центре зацепления. Оценить это уменьшение в зависимости от используемой длины линии зацепления можно с помощью рис. 4.65, где для разных передач (при $i = 1, 2, 3, \dots, 10$) представлено отношение толщины пленки смазки вдоль линии зацепления к толщине в полюсе зацепления hE/h . Можно утверждать, что для обычной зубчатой передачи на конце линии зацепления толщина

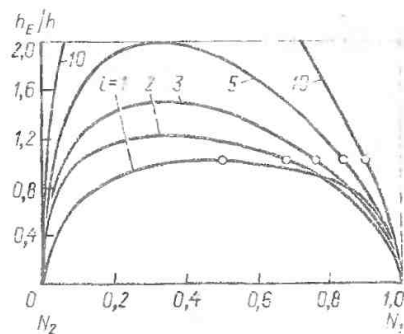


Рис. 4.65. Относительная толщина ЭГД-пленки смазки на линии зацепления по отношению к толщине в зависимости от передаточного отношения i

ЭГД-пленки смазки в 2 раза меньше толщины пленки в полюсе зубчатого зацепления.

4.6.7. ЭГД-пленка смазки в кулачковых механизмах

Существуют два принципиально различающихся вида кулачковых механизмов: с плоским и роликовым толкателями. Механизмы с роликовым толкателем характеризуются меньшими потерями трения, так как толкатель катится по кулачку. В обоих видах механизмов в процессе вращения кулачка изменяются скорость, радиус кривизны контактирующих поверхностей и нагрузка. Толщину ЭГД-пленки смазки, возникающей между кулачком и толкателем, можно определить на основании известных значений указанных выше величин, вычисленных с помощью представленных ранее зависимостей (см. табл. 4.25).

Из-за большей сложности явлений, происходящих в механизме с плоским толкателем, условия образования ЭГД-пленки смазки будут рассмотрены на примере.

Взаимодействие толкателя такого вида с гармоническим кулачком, поверхность трения которого состоит из дуг окружности, представлено на рис. 4.66, а. Рабочая поверхность ку-

лачка может быть сформирована более сложным способом, но это не влияет на принципы моделирования.

В рассматриваемом случае на отдельных участках контура кулачка α_0 , α_1 и α_2 его кривизна определяется радиусами r_0 , r_1 и r_2 . Обе поверхности перемещаются относительно точки контакта со скоростью движения по ним точки:

$$u_0 = u_{1t} = u_{2t} = \omega r.$$

Кроме того, возникает скорость скольжения относительно точки контакта, определяемая формулой $u_s = -\omega r_\alpha$. В результате гидродинамическую скорость можно определить зависимостью:

$$u = \frac{2u_0 + u_s}{2} = \frac{\omega}{2} (2r - r_\alpha). \quad (4.202)$$

Для угла $-\alpha_0 < \alpha < \alpha_0$ на дуге покоя, где $T = T_\alpha = T_0$, имеет место чистое скольжение кулачка по толкателю, скорость

$$u_{\alpha_0} = \frac{\omega}{2} T_0. \quad (4.203)$$

Для угла $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2$ характерно качение со скольжением, где скорость скольжения меньше и противоположна скорости качения. Гидродинамическая скорость

$$u_{\alpha_{1,2}} = \frac{\omega}{2} (2r_1 - r_\alpha) > 0. \quad (4.204)$$

На границе между углами α_1 и α_2 , а также α_2 и α_3 чаще всего происходит изменение направления гидродинамической скорости и изменяется направление щели, образующей ЭГД-пленку смазки (см. рис. 4.66, а). Гидродинамическая скорость для угла

$$u_{\alpha_3} = \frac{\omega}{2} (2r_2 - r_\alpha) < 0. \quad (4.205)$$

Главная составляющая гидродинамической скорости — это скорость скольжения, так как обычно $r_\alpha > 2r_2$. На рис. 4.66, б представлены диаграммы гидродинамической скорости, радиуса кривизны и относительной толщины изотермической пленки смазки без учета влияния нагрузки, которая, не-

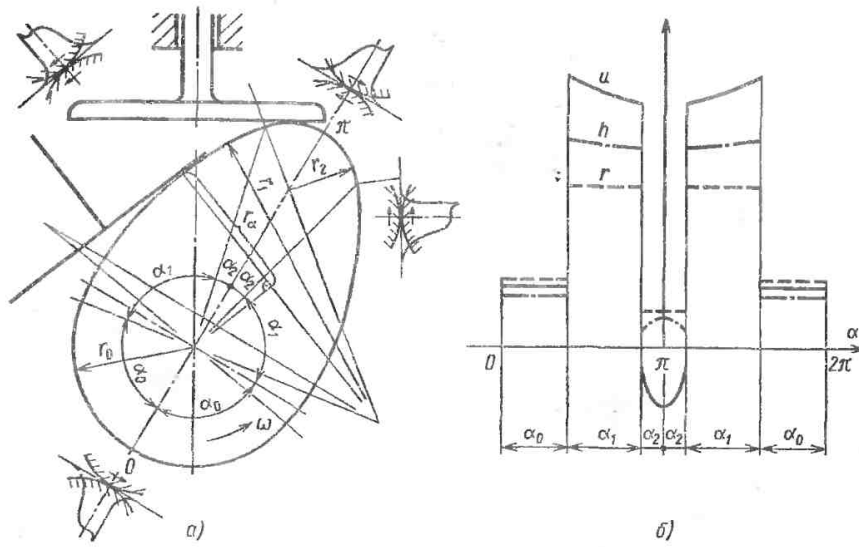


Рис. 4.66. Назначение ЭГД-пленки смазки в кулачковых механизмах: а — модель кулачкового механизма со скользящим толкателем; б — гидродинамическая скорость, радиус кривизны и толщина ЭГД-пленки смазки по контуру кулачка

смотря на большие изменения в кулачковых механизмах, мало влияет на толщину пленки.

На границах участка, определенного углом α_2 , гидродинамическая скорость равна нулю, и ЭГД-пленка смазки может существовать только в результате явления выдавливания масла между взаимодействующими поверхностями, определяемого прямым ударом (может существовать также пленка граничной смазки). На рис. 4.66, б можно также заметить, что на этой границе будет самая тонкая пленка, которая в действительности еще тоньше из-за большой доли скольжения. Одновременно это зона наибольшей нагрузки на контакт, в связи с чем необходимо особенно тщательно анализировать условия трения, тем более что при угле $\alpha = \alpha_2$ гидродинамическая скорость равна разности скоростей скольжения и качения. В результате при неудачном подборе радиуса кулачка $r_2 \approx r_\alpha / 2$ может полностью исчезнуть ЭГД-пленка смазочного материала. Для увеличения

гидродинамической скорости в этой зоне надо уменьшить радиус кулачка r_2 до допустимого с точки зрения давления Герца минимума.

4.5.8. Примеры расчета ЭГД-пленки смазки в неконформных узлах трения

Пример 1. Бочкообразный роликоподшипник 22238 (см. рис. 4.58) со следующими данными: грузоподъемность $G = 980\ 000$ Н; внутренний диаметр $d = 190$ мм; внешний диаметр $D = 340$ мм; диаметр внешней дорожки $D_1 = 2R_1 = 226$ мм; угол работы подшипника $\gamma = 10^\circ 45'$; диаметр ролика $D_w = 40$ мм; число роликов в ряде $t = 17$; длина ролика $l = 33$ мм. Ролик работает с частотой вращения 100 об/мин при нагрузке $P = 100$ кН и температуре $t = 80^\circ\text{C}$, смазывается маслом *Transol 130*.

Проверить условия смазывания. По рис. 4.60 при данных условиях требуемая вязкость масла $\nu_0 = 50$ сСт,

рекомендуемая $\nu_r = 80$ сСт для эквивалентного диаметра

$$d_2 = \frac{d + D}{2} k_1 k_2 = \\ = \frac{190 + 340}{2} 0,98 \cdot 0,95 = 247 \text{ мм}$$

и частоты вращения 100 об/мин; коэффициент $k_2 = 0,98$ для $P/C = 100 \text{ кН}/980 \text{ кН} = 0,102$; коэффициент $k_1 = 0,95$ для бочкообразного роликоподшипника.

Для $t = 80^\circ\text{C}$ и масла *Transol 130* вязкость составляет $\nu = 37$ сСт и в результате отношение $\nu/\nu_0 = 37/50 = 0,74$, для которого коэффициент долговечности $a_2 = 0,9$.

Аналогично путем расчетов можно определить вязкость смазочного материала для обеспечения жидкостного трения и толщины ЭГД-пленки для данного смазочного материала.

По формуле (4.185) с учетом (4.181а) толщина ЭГД-пленки бочкообразного ролика подшипника

$$h = 5,8 \cdot 10^{-5} \left(40 \frac{6,74 - 1}{6,74} \right)^{1,12} \times \\ \times [(6,74 + 1) \cos 10,75^\circ]^{0,7} \times \\ \times (33 \cdot 17 \cdot 2 \cos 10,75^\circ)^{0,12} (100\eta_0)^{0,7}; \\ \alpha^{0,61} (10^5)^{-0,12} = 0,183\eta_0^{0,7} \alpha^{0,61},$$

$$\text{где } s = \frac{190 + 340}{2,40 \cos 10,75^\circ} = 6,74.$$

На основании формулы (4.177) требуемая толщина пленки смазки для получения жидкостного трения:

$$h_{\text{wym}} = \lambda Ra = 2,15 \cdot 0,22 = 0,473 \text{ мкм}.$$

Из диаграмм (см. рис. 4.59): $P/C = 0,1$ и $d_m = 265 \text{ мм}$.

Таким образом, из этих решений получаем соотношение $h_{\text{wym}} = 0,473 = 0,183\eta_0^{0,7} \alpha^{0,61}$. Принимая среднее значение $\alpha = 0,02 \text{ МПа}^{-1}$, получаем необходимую вязкость масла

$$\eta_0 = \left(\frac{0,473}{0,183 \cdot 0,02^{0,61}} \right)^{1,43} = 118 \text{ сСт}.$$

Рассчитанная вязкость масла обеспечивает условия жидкостного трения и наибольший срок службы. Она значительно больше требуемой вязкости $\nu_0 = 50$ сСт, обеспечивающей номинальный срок службы, которой соответствует коэффициент толщины пленки

$$\lambda_0 = \lambda \left(\frac{\nu_0 \rho_0}{\eta_0} \right)^{0,7} = \\ = 2,15 \left(\frac{50 \cdot 0,85}{118} \right)^{0,7} = 1,05.$$

Пример 2. Зубчатая передача с закаленными и шлифованными косыми зубьями с шероховатыми боковыми поверхностями после приработки $Ra = 0,25 \text{ мкм}$ и следующими данными: диаметр малого колеса $d_1 = 72 \text{ мм}$; ширина колеса $l = 72 \text{ мм}$; межосевое расстояние $A = 180 \text{ мм}$; передаточное отношение $i = 4$; угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$, передает мощность $P = 100 \text{ кВт}$ при частоте вращения малого колеса $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$, смазка маслом *Transol 175* при температуре 62°C .

Проверить условия смазывания.

По диаграмме рис. 4.60 вязкость масла при рабочей температуре $\nu_0 = 94$ сСт. Принимая плотность $\rho = 0,85 \text{ кг/дм}^3$, получим $\eta_0 = \rho \nu_0 = 0,85 \cdot 94 = 80 \text{ сСт}$. Окружная скорость колес передачи $v = \frac{\pi d n}{60} =$

$$= \frac{\pi \cdot 0,072 \cdot 3000}{60} = 11,3 \text{ м/с}.$$

Окружная сила $F = 1000P/v = 1000 \times 100/11,7 = 8850 \text{ Н}$. Давление Штрибека $Q = F \cdot 10^{-6}/(L \cdot d_1) = 8850 \times 10^{-6}/0,072^2 = 1,71 \text{ МПа}$.

Из-за незначительности влияния угла наклона зубьев его можно не учитывать [см. формулу (4.195)], поэтому толщина изотермической ЭГД-пленки смазки в полюсе зацепления по формуле (4.197)

$$h = 6,23 \cdot 10^{-6} A \frac{i^{0,42}}{(i + 1)^{1,42}} \times$$

$$\times (\eta_0 n_1)^{0,7} Q^{-0,12} = 6,23 \cdot 10^{-6} \times$$

$$\times 180 \frac{4^{0,42}}{(4+1)^{1,42}} (30 \cdot 3000)^{0,7} \times \\ \times 1,71^{-0,12} = 1,12 \text{ мкм.}$$

Аналогично по формуле (4.198) и диаграммам, приведенным на рис. 4.64,

$$h = 6,22 \cdot 10^{-6} A k_i k_\eta k_Q = \\ = 6,23 \cdot 10^{-6} \cdot 180 \times \\ \times 0,18 \cdot 5800 \cdot 0,92 = 1,08 \text{ мкм.}$$

Можно принять, что в правильно сконструированной передаче конец линии зацепления E_1 будет лежать не дальше $1/3$ расстояния от полюса до конца линии зацепления N_1 . Для передач с передаточным числом $i = 4$ это соответствует в единицах оси (см. рис. 4.65) 0,87 и коэффициенту $h_E/h = 0,8$. Одновременно предполагается, что скольжение определяется зависимостью $(u_1 - u_2)/u_1 \leq 1$.

Фактическая наименьшая толщина ЭГД-пленки смазки $h_E = (h_E/h) h C_{th} = 0,8 \cdot 1,1 \cdot 0,453 = 0,398$ мкм, где коэффициент тепловой деградации ЭГД-пленки смазки по формуле (4.169)

$$C_{th} = \left\{ 1 + 0,241 \times \right. \\ \times \left[1 + 8,3 \left(\frac{u_1 - u_2}{u} \right)^{0,83} \right] \times \\ \times \left(\frac{\eta_0 \beta u^2}{k} \right)^{0,64} \left. \right\}^{-1} = \\ = \left\{ [1 + 0,241 [1 + 8,3 \cdot 1] \times \right. \\ \times \left(\frac{0,08 \cdot 0,048 \cdot 3,86^2}{0,15} \right)^{0,64} \left. \right\}^{-1} = 0,493,$$

в котором из диаграммы, приведенной на рис. 4.48, б, для $v_0 = 94$ сСт, $\beta = 0,048$ и $u = v \sin 20^\circ = 11,3 \cdot 0,342 = 3,86$ м/с.

Коэффициент тепловой деградации ЭГД-пленки смазки можно определить и на основании диаграммы, приведенной на рис. 4.48, по которой $C_{th} = 0,45$ для $\frac{\eta_0 \beta u^2}{k} = \frac{0,08 \cdot 0,048 \cdot 3,86^2}{0,15} = 0,381$ и $(u_1 - u_2)/u \leq 1$.

Эквивалентная шероховатость поверхности

$$Ra_2 = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2} = \\ = \sqrt{0,25^2 + 0,25^2} = 0,35 \text{ мкм.}$$

Коэффициент толщины пленки

$$\lambda = h_E/Ra_2 = 0,389/0,35 = 1,14.$$

Пример 3. В кулачковом механизме с тарельчатым толкателем (см. рис. 4.66) вычислить наименьшую толщину ЭГД-пленки смазки. Исходные параметры: расстояние радиуса вершины кулачка от его центра $a = 30$ мм; радиус вершины кулачка $r_2 = 10$ мм; угол радиуса вершины кулачка $\alpha_2 = 5^\circ$; ширина кулачка $b = 10$ мм; частота вращения кулачка $n = 2000$ об/мин; материал кулачка и толкателя — сталь; нагрузка на кулачок на границе угла α_2 : $P = 1500$ Н; рабочая температура 95°C ; масло *Нипол 15* с коэффициентом вязкости при 95°C $\alpha = 0,015$ МПа $^{-1}$.

На диаграмме, приведенной на рис. 4.66, б, можно заметить, что минимальная толщина ЭГД-пленки смазки будет на границе угла α_2 при скорости, определенной в диапазоне угла $-\alpha_3 < \alpha < \alpha_2$. Гидродинамическая скорость определяется по формуле (4.205):

$$u_{\alpha_2} = (\omega/2) (2r_2 - r_\alpha) = (209/2) \times \\ \times (2 \cdot 0,91 - 0,0382) = 1,9 \text{ м/с,}$$

где $\omega = \pi n/30 = \pi 2000/30 = 209$ с $^{-1}$,

$$r_\alpha = r_2 + a \cos \{ \arcsin [(a/r_2) \sin \alpha_2] + \alpha_2 \} = 10 + 30 \cos \{ \arcsin [(30/10) \times \\ \times \sin 5^\circ] + 5^\circ \} = 38,2 \text{ мм.}$$

Эквивалентный модуль упругости вычисляются по формуле (4.107) для случая взаимодействия одинаковых материалов: $E' = 2E_1 E_2 / [(1 - \nu_1^2) E_1 + (1 - \nu_2^2) E_2] = E / (1 - \nu^2) = 2,08 \times 10^{11} / (1 - 0,3^2) = 2,28 \cdot 10^{11}$ Па. Безразмерная гидродинамическая скорость $U = \eta u / (E' R) = \eta u_{\alpha_2} / (E' r_2) = 0,015 \cdot 1,9 / (2,28 \cdot 10^{11} \cdot 0,01) = 1,25 \times 10^{-14}$, где вязкость при рабочей температуре $\eta = 0,015$ Нс/м 2 , по диаграмме, приведенной на рис. 4.60, $\eta = \nu p = 17,5 \cdot 0,85 = 15$ сП.

Удельная нагрузка $\omega = F/b = 1500/0,01 = 1,5 \cdot 10^5$ Н/м. Безразмерная нагрузка $\omega = \omega/(E'R) = \omega/(E'r_2) = 1,5 \cdot 10^5 / (2,28 \cdot 10^{11} \cdot 0,01) = 6,58 \cdot 10^{-5}$.

Безразмерный коэффициент материала $G = \alpha E' = 2,28 \cdot 10^5 \cdot 0,015 = 3420$.

Безразмерная толщина изотермической ЭГД-пленки смазки по формуле Х. Кшеминьски-Фреды (см. табл. 4.25)

$$H = 1,65U^{0,7}G^{0,61}/W^{0,12} = 1,65(1,25 \cdot 10^{-11})^{0,7} \times 3420^{0,61}/(6,58 \cdot 10^{-5})^{0,12} = 1,74.$$

Коэффициент скольжения будет равен

$$(u_1 - u_2)/u = [\omega(r_{\alpha} - r_2) - (-\omega r_2)] / [1/(2r_2 - r_{\alpha})(\omega/2)] = 2r_{\alpha} / |2r_2 - r_{\alpha}| = 2 \cdot 38,2 / (2 \cdot 10 - 38,2) = 4,19$$

и $\eta\beta u^2/k = 0,015 \cdot 0,03 \cdot 4,19^2/0,15 = 0,052$. Коэффициент тепловой деградации пленки по формуле (4.169) будет

$$C_{th} = \left\{ 1 + 0,241 \left[1 + 8,3 \times \left(\frac{u_1 - u_2}{u} \right)^{0,83} \right] \left(\frac{\eta\beta u^2}{k} \right)^{0,64} \right\}^{-1} = \{ 1 + 0,241 [1 + 8,3 \cdot 4,19^{0,83}] \times 0,052^{0,64} \}^{-1} = 0,493.$$

Итак, толщина пленки $h = Hr_2C_{th} = 1,74 \cdot 10^{-5} \cdot 0,01 \cdot 0,493 = 8,58 \cdot 10^{-8} = 0,86$ мкм.

Приведенные выше примеры хорошо иллюстрируют возможность оценки режима ЭГД-смазки для различных неконформных узлов трения на стадии проектирования и конструирования различных машин и механизмов.

4.6.1. Критерии образования и разрушения граничных слоев при трении

Работоспособность узла трения при граничной смазке определяется соотношением двух идущих одновременно процессов — образования и разрушения граничного слоя. Соотношения между скоростями этих процессов характеризуют наступление того или иного этапа процесса трения при граничной смазке. Формальным признаком наступления нового этапа является достижение соответствующей переходной температуры.

На рис. 4.67 приведена обобщенная зависимость коэффициента трения от суммарной температуры контакта для сопряжения, работающего в условиях граничной смазки. Здесь же приведены предполагаемые модели контактного взаимодействия сопряженных деталей для соответствующих условий работы.

Из рисунка видно, что коэффициент трения невелик ($\sim 0,1$) и устойчив на двух участках рассматриваемой зависимости: *OA* и *CD*. На начальном участке *OA* разделение поверхностей трения и локализация микроучастков металлического контакта осуществляются адсорбционным слоем (рис. 4.67, *a*). Изнашивание имеет умеренный адгезионный характер.

На участке *CD* разделение контактирующих деталей осуществляется модифицированным слоем, образовавшимся в результате трибохимической реакции химически активных элементов, входящих в состав молекул смазочного материала и освобождающихся при их разложении (рис. 4.67, *б*). Происходит коррозионно-механическое изнашивание образующихся в процессе трения модифицированных слоев. Индикатором разрушения адсорбционных слоев является реализация первой критической температуры $T_{кр1}$. В результате десорбционных процессов и дезориентации граничного слоя увеличивается до критической величины доля

постоянным в достаточно широком интервале температур.

Критерием разрушения модифицированных слоев в результате конкуренции двух процессов образования модифицированных слоев и их разрушения — процесса также термически активируемого является реализация второй критической температуры $T_{кр2}$ (см. точку D на рис. 4.67, а). Образовавшаяся при этом критическая доля металлического контакта приводит к интенсивному схватыванию, которое усиливается за счет снижения поверхности контактирующих деталей из-за значительного фрикционного разогрева, адгезионному изнашиванию, свариванию поверхностей. Формальный признак — резкий рост коэффициента трения при скачкообразном его изменении.

4.6.2. Расчетные формулы для определения переходных температур

1. Уравнение для расчета первой критической температуры (в этом и следующем параграфах раздела значения температуры — по шкале Кельвина)

$$T_{кр1} = \frac{E_x + \Delta Q}{R \ln [B_1 p_a / (C \delta v^m H)]}, \quad (4.206)$$

где E_x — наблюдаемая энергия активации процесса образования металлических связей; ΔQ — дифференциальная теплота адсорбции; R — универсальная газовая постоянная; p_a — номинальное давление в контакте; C — концентрация поверхностно-активного компонента смазочного материала; H — твердость по Бринеллю более мягкого из материалов пары трения; v — скорость скольжения; B_1, δ, m — постоянные трибосопряжения.

2. Уравнение для расчета температуры химической модификации:

$$T_{x.m} = \frac{E_M}{R \ln [B_2 C^n H^y / (v p_a)^y]}, \quad (4.207)$$

где E_M — наблюдаемая энергия активации процесса образования модифицированного слоя; n — наблюдаемый

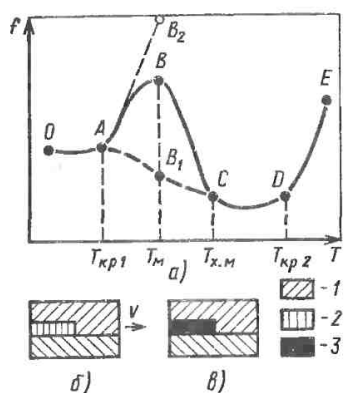


Рис. 4.67. Обобщенная зависимость коэффициента трения f от суммарной температуры контакта на поверхности трения T при граничной смазке (а) и модели фрикционного контакта на участках OAB (б) и BCD (в) кривой OE :
 1 — металл трущихся деталей; 2 — адсорбционный слой; 3 — химически модифицированный слой

металлического контакта, начинается интенсивное схватывание, изнашивание адгезионного типа. Формальный признак — резкий рост коэффициента трения (см. точку A на рис. 4.67, а), сопровождаемый скачкообразным его изменением. Дальнейший рост температуры ведет к необратимой порче поверхностей, их свариванию (см. точку B_2 на рис. 4.67, а).

Критерием начала образования модифицированных слоев является температура T_m (для точки B на рис. 4.67, а), начиная с которой на поверхностях трения образуется модифицированный слой, в результате чего снижается трение и интенсивное адгезионное изнашивание сменяется более мягким коррозионно-механическим. Формальный признак — температура, при превышении которой начинает резко снижаться трение, поскольку образование модифицированных слоев — процесс термически активируемый.

Критерием образования установившегося модифицированного слоя является температура химической модификации $T_{x.m}$ (см. точку C на рис. 4.67, а). Формальный признак — прекращение снижения коэффициента трения и установление его значения

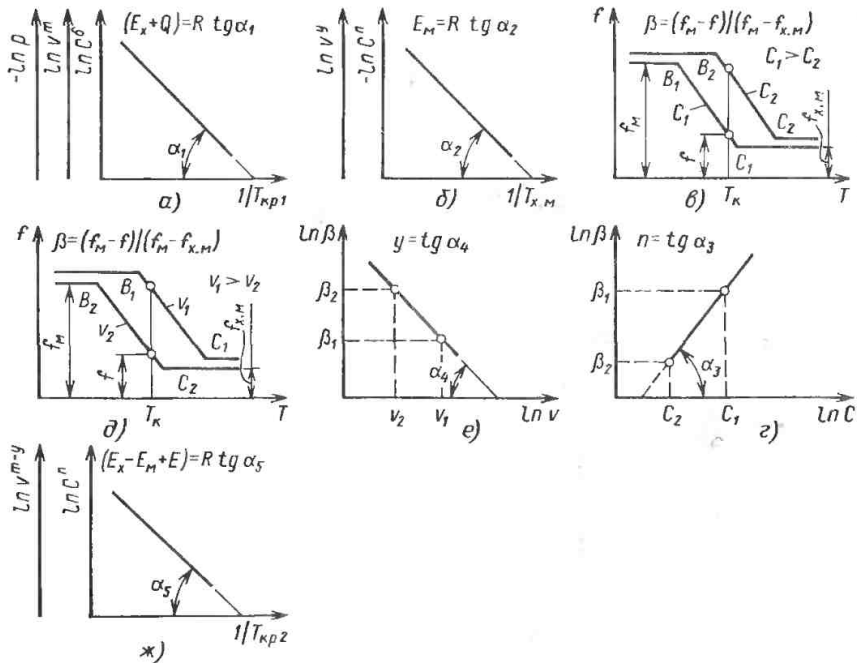


Рис. 4.68. Графики для определения кинетических и термодинамических характеристик процесса граничной смазки: а — схема расчета $(E_x + \Delta Q)$; б — схема расчета E_M ; в — участок зависимостей коэф-фициента трения f от температуры T при разной концентрации химически активной присадки в масле; г — схема расчета n ; д — участок зависимостей f от T при разных скоростях скольжения v ; е — схема расчета y ; ж — схема расчета $E_x \rightarrow E_M + E_H$

порядок процесса; B_2, y — постоянные трибосопряжения.

3. Уравнение для расчета второй критической температуры:

$$T_{кр2} = \frac{E_x - E_M + E_H}{R \ln \left[B_3 \frac{v^{y-m}}{C^n} \frac{p_a}{H} \right]}, \quad (4.208)$$

где E_H — наблюдаемая энергия активации процесса изнашивания; B_3 — постоянная трибосопряжения. Остальные обозначения — те же, что и в уравнениях (4.206) и (4.207).

Характеристики для расчета переходных температур определяют путем математической обработки температур-

ных зависимостей коэффициента трения, экспериментально определенных по ГОСТ 23.221—84.

Графики для определения $(E_x + \Delta Q)$, E_M , $(E_x - E_M + E_H)$, n , y приведены на рис. 4.68.

4.6.3. Расчет на изнашивание при граничной смазке

При граничной смазке в зависимости от условий работы узла трения встречаются два основных типа изнашивания: адгезионное и коррозионно-механическое. Адгезионное изнашивание наблюдается на участках металлического контакта, локализованных адсорбированными молекулами смазочного

4.27. Константы ($E_x + \Delta Q$), δ и m некоторых смазочных материалов при трении сталей (по данным [4.85, 4.88])

Смазочный материал	Сталь	$(E_x + \Delta Q)$, кДж/моль	δ	m
Парафиновое масло	100Cr6;	51	—	—
Вазелиновое масло + стеариновая кислота	ШХ15	55,5	0,89	0,24
То же	X18H9	25	—	0,2
»	ШХ6	37,5	—	—
Парафиновое масло + дибензилди-сульфид	100Cr6	65	0,68	0,45
Парафиновое масло + дифенилди-сульфид	100Cr6	76	0,91	0,38
Цетан + гексадециламин *	0X18H8	45,9	0,49	—

* По данным Шармы.

материала. По мере увеличения доли контакта сухих неровностей («металлического контакта») интенсивность изнашивания возрастает. Адгезионное изнашивание может иметь место при температурах, меньших температуры начала химической модификации T_M . В интервале температур между T_M и $T_{x,m}$ идут оба типа изнашивания, причем доля коррозионно-механического изнашивания возрастает по мере увеличения температуры.

Интенсивность адгезионного изнашивания I_h^a в среде раствора поверхностно-активного вещества в неактивной среде в концентрации C в допущении отсутствия заметного влияния базового масла на трибохимические характеристики сопряжения, может быть рассчитана по уравнению [4.87]:

$$I_h^a = \frac{dh}{dS} = \frac{K_a}{C^\delta} \left(\frac{d}{v} \right)^m (1 + 3f^2)^{1/2} \times \exp \left(- \frac{E_x + \Delta Q}{RT} \right) \frac{p_a - p_0}{H}, \quad (4.209)$$

где h — линейный износ; S — путь трения; f — коэффициент трения; d — длина среднего пятна касания; p_0 — номинальное давление, при превыше-

нии которого начинается процесс изнашивания (т. е. давление, воспринимаемое жидкостным слоем); K_a — экспериментальная константа, зависящая от ПАВ и материала трущихся деталей.

Определения величин ($E_x + \Delta Q$), I_h , H , C , δ и m приведены выше. Значения ($E_x + \Delta Q$), δ и m для некоторых сочетаний смазочных материалов трущихся деталей приведены в табл. 4.27.

В узком интервале значений v и при температурах, достаточно низких, чтобы не оказать заметного влияния на склонность металлов к схватыванию, применительно к смазыванию однокомпонентным смазочным материалом для расчета интенсивности изнашивания в качестве первого приближения использована формула Роу (4.89), которая приобретает следующий вид:

$$I_h = \frac{dh}{dt} = K_M (1 + 3f^2)^{1/2} \frac{d_M}{vt_0} \times \exp \left(- \frac{Q}{RT} \right) \frac{p - p_0}{H}, \quad (4.210)$$

где K_M — коэффициент износа по Арчарду при трении без смазки (табл. 4.28);

4.28. Коэффициенты износа K_M по Арчарду

Контактирующие материалы	K_M
Мягкая сталь по мягкой стали	$7 \cdot 10^{-8}$
Закаленная инструментальная сталь по закаленной инструментальной стали	$55 \cdot 10^{-9}$
Латунь 60/40 по закаленной инструментальной стали	$6 \cdot 10^{-4}$
Бронза бериллиевая по закаленной инструментальной стали	$8,7 \cdot 10^{-9}$
Сталь 70/30 по закаленной инструментальной стали	$1,7 \cdot 10^{-4}$
Коррозионно-стойкая сталь ферритная по закаленной инструментальной стали	$1,7 \cdot 10^{-9}$
Углеродистая сталькатаная по закаленной инструментальной стали	$6 \cdot 10^{-9}$

4.29. Константы E_M , n и ψ для некоторых смазочных композиций при трении образцов из стали ШХ15

Смазочный материал	E_M кДж/моль	n	ψ
Вазелиновое масло + дифенилдисульфид	52,2	0,22	—
Вазелиновое масло + дибензидисульфид	23,9	0,41	—
Вазелиновое масло + диалкилдитиофосфат цинка (присадка ДФ-11)	51,0	—	—
Вазелиновое масло + присадка ЛЗ-23к	23,0	—	0,294
Вазелиновое масло + присадка «Сульфол»	24,6	—	0,148

d_M — диаметр адсорбированной молекулы реагента; t_0 — основное время термических колебаний адсорбированной молекулы в направлении, перпендикулярном к поверхности, с.

По данным [4.88], для парафинового масла $d_M = 2 \cdot 10^{-6}$ мм, $t_0 = 4,5 \cdot 10^{-12}$ с; для дибензидисульфида $d_M = 8 \times 10^{-6}$ мм, $t_0 = 2,8 \cdot 10^{-14}$ с; для дифенилдисульфида $d_M = 8,12 \cdot 10^{-6}$ мм, $t_0 = 1 \cdot 10^{-16}$ с.

Если d_M и t_0 неизвестны, то их отношение можно оценить, используя формулу [4.87] $d_M/t_0 = 3,08 \cdot 10^4 \times (T_{пл}/M)^{1/2}$, где $T_{пл}$ — температура плавления базового смазочного материала, К; M — молекулярная масса, г/моль.

Для простых смазочных материалов может быть использована формула

де Бюра [4.88]: $t_0 = h_P/(k_B T)$, где h_P — постоянная Планка; k_B — константа Больцмана.

В интервале температур между $T_{х.м}$ и $T_{кр}$ происходит коррозионно-механическое изнашивание. Интенсивность этого процесса оценивается по уравнению Квинна в интерпретации [4.87, 4.88]:

$$I_{к.м} = \frac{dh}{dt} = \frac{d' C^n k_0 (1 + \dots)^{1/2}}{v^y (\xi_{кр})^d} \times \exp\left(-\frac{E_M}{RT}\right) \frac{p - p_0}{H}, \quad (4.211)$$

где $\xi_{кр}$ — критическая толщина модифицированного слоя, начиная с которой он отделяется от поверхности металла; ψ — объемная доля реагента,

содержащегося в модифицированном слое; d' — участок пути, на котором формируется модифицированный слой толщиной $\xi_{кр}$ (в простейшем случае равен расстоянию между пятнами касания); K_0 — предэкспоненциальный множитель. Остальные члены уравнения определены выше. Значения E_M , n и y определяют по рис. 4.68. Для некоторых смазочных материалов они рассчитаны (табл. 4.29).

В интервале температур между T_M и $T_{X.M}$ наблюдается адгезионное и коррозионно-механическое изнашивание, причем доля, которая приходится на тот или иной процесс, определяется долей β поверхности, покрытой модифицированным слоем при конкретной температуре. Суммарный объемный износ V_Σ может быть рассчитан по формуле

$$V_\Sigma = V_a(1 - \beta) + V_{K.M}\beta, \quad (4.212)$$

где V_a , $V_{K.M}$ — адгезионный и коррозионно-механический объемный износ. Процесс трения может быть оценен формулой

$$\beta = \frac{f_M - f}{f_M - f_{X.M}}, \quad (4.212a)$$

где f_M — коэффициент трения при температуре T_M ; $f_{X.M}$ — коэффициент трения при температуре $T_{X.M}$; f — коэффициент трения при текущей температуре.

Как уже указывалось выше, при трении с ЭГД-смазкой и особенно с граничной смазкой для расчетов температур на номинальном, контурном и особенно фактическом контактах необходимо рассматривать систему основной материал — тонкая пленка граничной смазки. Так как теплофизические характеристики металлов и смазочных материалов существенно отличаются друг от друга, то для расчета эффективной глубины проникновения тепла от граничного трения, коэффициентов распределения тепла и температур необходимо определить приведенные теплофизические характеристики системы металл — граничная пленка. Особенно это важно при малой продолжительности контакта, при которой часто возникают случаи, когда

тепло не успевает за время трения на данном контакте проникнуть в металлические слои, например в зубчатых передачах при больших скоростях. К сожалению, такие ошибки делают многие авторы, применяя расчетные модели, не отвечающие физике процесса трения при граничной смазке. Методический подход оценки температур при граничной смазке и инженерные способы расчета приведены в работах [4.87, 4.92—4.97].

4.7. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ЖИДКОСТНОЙ, СМЕШАННОЙ И ГРАНИЧНОЙ СМАЗКЕ

В связи с различными условиями взаимодействия контактирующих поверхностей в конформных и неконформных узлах существует принципиальное различие в требованиях к материалам, применяемым для конструирования их рабочих поверхностей.

В подшипниках скольжения — типичном примере конформных узлов — на поверхности контакта возникает небольшое давление (0,1 ... 50,0 МПа) и происходит взаимное скольжение поверхностей трения. Поэтому материалы контактирующей пары должны обладать низким коэффициентом трения и достаточным сопротивлением к заеданию. Материал одной из поверхностей должен обладать способностью к упругим и пластическим деформациям, что должно обеспечить приработку поверхности скольжения втулки и вала и поглощение твердых частиц загрязнений.

В неконформных узлах, какими являются подшипники качения, зубчатые передачи и кулачковые механизмы, в месте контакта поверхностей возникает большое давление (50 ... 500 МПа), а движение взаимного качения доминирует над скольжением. Поэтому основное требование к материалам обеих контактирующих деталей — высокая контактная прочность, которую приближенно можно считать функцией твердости материала. Таким образом, основной характеристикой ма-

тернала для неконформных узлов является высокая твердость. Другими характеристиками будут небольшой коэффициент трения и высокое сопротивление к заеданию.

В каждой из указанных основных групп узлов трения, в зависимости от особых требований, следующих из условий взаимодействия, могут возникать отклонения от основных требований. Например, материал направляющих станков, которые относятся к конформным узлам, кроме небольшого коэффициента трения должен обладать высокой твердостью контактирующих поверхностей. А для материалов червячной пары, которая является неконформным узлом трения, кроме твердости необходим малый коэффициент трения. Эти примеры свидетельствуют о широком разнообразии требований к сопряжениям материалов в каждой из основных групп узлов трения. В то же время большое число и разнообразие возможных сочетаний материалов требуют для ясности отдельного рассмотрения конформных и неконформных узлов, хотя в отдельных случаях некоторые сопряжения в обеих группах могут быть идентичными, как, например, в случае контактирования пары материалов в червячной передаче и в подшипнике скольжения с определенными требованиями.

Дополнительно рабочие поверхности обеих групп узлов трения могут совершенствоваться в процессах термической обработки, например в процессе азотирования.

4.7.1. Материалы для направляющих и подшипников скольжения

Фрикционную пару в радиальном подшипнике скольжения образуют втулка и шейка вала. Шейка является частью вала и сделана из материала вала, т. е. из стали или чугуна. Для осевых подшипников роль втулки играет упорный диск или подушки, которые делаются из тех же материалов, что и втулки радиальных подшипников. Во избежание заедания материал

втулки должен быть в 4—5 раз мягче материала вала. Такое сочетание обеспечивает большую вероятность сохранности вала при аварии (более дорогая деталь).

Таким образом, материал втулки должен удовлетворять всем требованиям, предъявляемым к узлу трения скольжения из стали или чугуна: 1) хорошая деформируемость, т. е. способность к упругим и пластичным деформациям, обеспечивающим соответствие формы скользящих поверхностей и поглощение твердых частиц загрязнений; 2) стойкость к заеданию; 3) низкий коэффициент трения; 4) износостойкость; 5) прочность на сжатие; 6) усталостная прочность; 7) стойкость к коррозии; 8) хорошая теплопроводность; 9) геометрическая стабильность, т. е. низкое тепловое расширение, или разбухание; 10) хорошая обрабатываемость; 11) низкая цена.

Пункты 1—4 определяют свойства скольжения, в частности приработку подшипника и способность к работе в условиях смешанного или сухого трения. Пункт 5 определяет возможность передавать большое давление (надо помнить, что это свойство играет важную роль в подшипниках с жидкостным трением). При динамическом нагружении решающим становится свойство 6, а при слабом охлаждении протекающим маслом — свойство 8. Всегда необходимо постоянство зазоров и формы в рабочих условиях, т. е. свойство 9.

Материалов, обладающих всеми вышеупомянутыми свойствами, не существует. Поэтому выбирают материал с определяющими свойствами в данных условиях работы подшипника со стремлением к максимальному компромиссу остальных свойств. С помощью различных приемов можно добиться улучшения некоторых свойств материала втулки. Например, прочность белых металлов при залывке тонким (толщиной $< 0,1$ мм) слоем, склонность к коррозии свинцовой бронзы можно уменьшить, нанеся на поверхность слой белого оловянного металла толщиной 0,02 ... 0,08 мм; способность работать в сухих условиях тонкого слоя цинковой бронзы толщиной 0,25 мм, валитой на стали, достигается ба

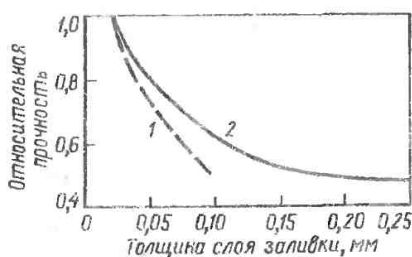


Рис. 4.69. Влияние толщины слоя заливки на относительную прочность [4.100]: 1 — оловянистый слой; 2 — свинцово-оловянистый слой

счет насыщения пор фторопластом; улучшение фрикционных свойств пластмасс достигается за счет наполнителей: графита, MoS_2 и т. д.

Подшипники скольжения можно разделить на две группы: подшипники, работающие в условиях жидкостного трения, предназначенные для непрерывной работы и передающие большие нагрузки, и подшипники, работающие периодически и передающие умеренные или небольшие нагрузки. Вторую группу в свою очередь можно разделить на подшипники, работающие в условиях смешанного и сухого трения.

Из-за разнообразия условий трения и значительных различий в условиях работы указанных групп подшипников для удобства использования материалы, рекомендуемые для изготовления рабочих поверхностей втулок, собраны в отдельных таблицах.

В табл. 4.30 представлены материалы для подшипников первой группы, т. е. для сильно и умеренно нагруженных подшипников, работающих в условиях жидкостного трения. Втулки менее ответственных и с незначительной тепловой нагрузкой подшипников можно сделать из перлитного и магнетитового чугуна.

Прочность залитого слоя возрастает с уменьшением его толщины. Максимальная прочность достигается при толщине слоя 0,025 ... 0,100 мм в зависимости от способа заливки. На рис. 4.69 показано изменение относительной прочности белых металлов в зависимости от толщины залитого слоя. Для получения столь тонких слоев, особенно в так называемых тонкостенных биметаллических втулках, применяются разные технологические процессы, например: заливка стальной ленты, спекание порошков, накатывание или гальваническое покрытие. В табл. 4.30 дана также

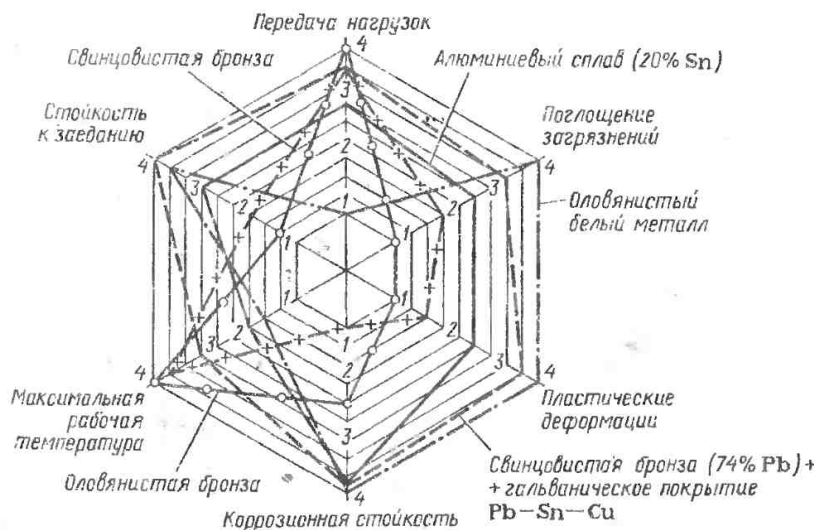


Рис. 4.70. Сравнение свойств материалов для втулок подшипников скольжения [4.98]

4.30. Материалы, применяемые для изготовления втулок подшипников скольжения, и рекомендуемые области применения

Название группы материалов	Состав	Марка	Коэффициент линейного расширения	Модуль продольной упругости, МПа	Твердость материала по шкалам Бринелля	
					20 °C (293K)	100 °C (373K)
Белые оловянистые металлы (PN-82/H-87111)	SnSb8Cu3	L89	22 ... 24	53 ... 58	23 ... 27	10 ... 11
	SnSb11Cu6	L83				
	SnSb11Cu6Te	L83Te				
	SnSb12Cu6Cd	L80S				
Белые свинцово-оловянистые металлы (PN-82/H-87111)	PbSn16Sb16Cu2	L16	24 ... 25	30,5 ... 31	23 ... 26	9 ... 15
	PbSn10Sb14Cu2As	L10As				
	PbSn6Sb6	L6				
Оловянные бронзы (PN-79/H-87026)	CuSn10	B10	17,5 ... 18	105 ... 110	60 ... 90	55 ... 60
	CuSn10P	B101				
	CuSnZn2	B102				
Оловянно-свинцовые бронзы (PN-79/H-87026)	CuSn10Pb10	B1010	18	82 ... 83	45 ... 65	---
	CuSn5Pb20	B520				

Оловянно-цинково-свинцовые бронзы (PN—79/H—87026)	CuSn6Zn6Pb3	B663	17,5 ... 18	95	55 ... 60	—
	CuSn5Zn5Pb5	B555				
	CuSn4ZnPb6	B476				
Алюминиево-железная бронза (PN—79/H—87026)	CuAl9Fe3	BA93	16 ... 19	98 ... 127	100	—
Алюминиево-железно-марганцовистая бронза (PN—79/H—87026)	CuAl10Fe3Mn2	BA1032	16 ... 19	98 ... 127	100	—
Кремниевая бронза (PN—79/H—87026)	CuSi3Zn3Mn	BK331	15,8 ... 18	98 ... 108	100	—
Сплавы цинка (PN—79/H—87026)	ZnAl10Cu5	Zi05	89	105	85 ... 100	
	ZnAl28Cu4	Z284				
Литейные латуни (PN—79/H—87026)	CuZn43Mn3Pb3Fe	MM47	17 ... 19	—	85 ... 120	
	CuZn40Mn3Fe	MM55				
	CuZn38Al2Mn1Fe	MA58				
	CuZn39Pb2	MO59				
	CuZn16Si4	MK80				

Название группы материалов	Минимально допустимая твердость вала по шкале Бринелля	Прочностные свойства, растяжение			Рекомендуемые нагрузки и скорости			
		R_e , МПа	R_m , МПа	A , %	p , МПа	v , м/с	p_v , МПа·м/с	p (по ИСО), МПа
Белые оловянистые металлы (PN—82/H—87111)	150	43			5 ... 10	5 ... 60	10 ... 50	5 (10) *
		72			5 ... 10	5 ... 60	10 ... 50	
					10	3	15 ... 50	
					20	20	38	
Белые свинцово-оловянистые металлы (PN—82/H—87111)	200				15	1,5 ... 15	15	5 (10) *
		76			10	15	30	
					50	6	5	
Оловянные бронзы (PN—79/H—87026)	300 ... 400	70	220 ... 360	10 ... 20	15	10	15	7 (25) *
			220 ... 350	3 ... 9				
Оловянно-свинцовые бронзы (PN—79/H—87026)	300		170 ... 260	5 ... 12				7 (20) *
			150	5 ... 6				

Оловянно-цинково-свинцовые бронзы (PN-79/H-87026)	400		150 ... 300	4 ... 20	5	3	10	7 (20) *
			140 ... 300	5 ... 20	8	3	12	
			150 ... 300	10 ... 25	8	3	12	
Алюминиево-железная бронза (PN-79/H-87026)	400		450 ... 550	10 ... 25	15	4	12	—
Алюминиево-железо-марганцовистая бронза (PN-79/H-87026)	400		500 ... 600	10 ... 20	20	5	12	—
Кремниевая бронза (PN-79/H-87026)	—		260 ... 400	8 ... 15				—
Сплавы цинка (PN-79/H-87026)			200	0,5	20			
Литейные латуни (PN-79/H-87026)			350 ... 400	6 ... 10				
			450 ... 550	45 ... 55				
			350 ... 600	8 ... 15				
			250 ... 400	12 ... 20				
			300 ... 500	10 ... 18				

Название группы материалов	Примерные свойства и область применения	Сравнение и оценка свойств						
		скольжение	пластичная податливость	устойчивость к вдавливанию	нагружаемость	теплопроводность и растяжимость	коррозионная стойкость	работа при суммарном и смешанном трении
Белые оловянистые металлы (РН—82/Н—87111)	Динамические и статические нагрузки большой интенсивности при средних круговых скоростях; подшипники паровых турбин, турбогенераторов, электродвигателей большой мощности (свыше 750 кВт); главные и шатунные втулки двигателей внутреннего сгорания, больших насосов и роторных компрессоров	4	4	4	3	2	3	3
Белые свинцово-оловянистые металлы (РН—82/Н—87111)	Средние ударные и статические нагрузки, средняя окружная скорость; подшипники электродвигателей и машин общего назначения: редукторы, вентиляторы, компрессоры и т. п.	5	5	5	2	2	1	4
	Биметаллические ленты втулок автомобильных подшипников (толщина меньше 0,5 мм), работающих при интенсивных ударных нагрузках							
Оловянные бронзы (РН—79/Н—87026)	Большие статические и динамические нагрузки, коррозионно-стойкие; подшипники генераторов, электродвигателей, роторных насосов и компрессоров, распределительных валов двигателей внутреннего сгорания, станков	3	3	3	4	3	3	1

Оловянно-свинцовые бронзы (PN—79/H—87026)	Подшипники, работающие при больших скоростях и нагрузках	3	2	—	—	—	2	—
Оловянно-цинково-свинцовые бронзы (PN—79/H—87026)	Подшипники, работающие при статической нагрузке в генераторах, электродвигателях, роторных насосах и компрессорах	—	—	—	—	—	—	—
Алюминиево-железная бронза (PN—79/H—87026) Алюминиево-железно-марганцовистая бронза (PN—79/H—87026)	Подшипники роторных насосов, компрессоров, электродвигателей станков, редукторов, прокатных станов	—	—	—	—	—	—	—
Кремниевая бронза (PN—79/H—87026)	Подшипники тяжелых станков, транспортеров; коррозионно-стойкая	—	—	—	—	—	—	—
Сплавы цинка (PN—79/H—87026)	Сплав заменяет в тяжелых условиях работы оловянистые и оловянисто-цинково-свинцовые бронзы (B10, B101, B555, B663)	—	—	—	—	—	—	—
Литейные латуни (PN—79/H—87026)	Подшипники конвейеров, редукторов, кранов, работающих с перерывами при $v < 2$ м/с и $p < 410$ Па	—	—	—	—	—	—	—

* Значения давлений, приведенные в скобках, использовать при малых скоростях v . Наибольшие значения давления p относятся к очень тонким слоям заливки.

Оценка свойств материала: 5 — очень хорошие, 4 — хорошие, 3 — средние, 2 — достаточные, 1 — недостаточные.

4.31. Материалы для изготовления пористых втулок

Номер на рис. 4.71	Состав	Свойства
1	89/10/1 Cu/Sn/графит	Общие свойства бронзы, возможно использование неупрочненного вала
2	91/8/1Cu//Sn/графит	Малооловянистая бронза, низкая стоимость, невысокая прочность
3	85/10/5Cu/Sn/графит	Высокографитовая спеченная бронза, небольшие нагрузки, применим при скупом смазывании
4	86/10/3/1Cu/Sn/Pb/графит	Свинцовистая бронза, низкая прочность, увеличенный допуск на несоосность втулки и вала
5	99 % железо (мягкое)	Дешевле бронзы, корродирует, рекомендуется упрочненная поверхность вала
6	97,5/2,5Fe/графит	Графит улучшает граничное смазывание и увеличивает возможность использования неупрочненного вала
7	98/2Fe Cu	Рост содержания меди увеличивает прочность. Наиболее популярные железные пористые подшипники. Рекомендуется упрочненный вал
8	2 %—25 % Cu в Fe	Большое содержание графита облегчает граничное смазывание и увеличивает возможность применения неупрочненного вала
9	75/25 Cu/Fe	Безмедный, подверженный закалке стальной спек
10	89/10/2 Fe/Cu/графит	Закаливаемые стальные спеки высокой прочности. Рост содержания меди увеличивает прочность и стоимость
11	99/0,4Fe/C	
12	97/2/07Fe/Cu/C	
13	2 % + 10 % Cu в 0,7 C/Fe	
14	89/10/0,7 Fe/Cu/C	

Примечание. Последовательность цифр, определяющих процентный состав, соответствует последовательности символов материалов.

оценка отдельных свойств материалов. Наглядное сравнение этих свойств показано на диаграмме (рис. 4.70). На этой диаграмме низким свойствам материалов соответствует цифра 1, стоящая на внутреннем шестиугольнике, а очень хорошим свойствам — цифра 4 на внешнем шестиугольнике.

Материалы для производства пористых втулок представлены в табл. 4.31. На рис. 4.71 дано допустимое давление в зависимости от пористости материалов, указанных в табл. 4.31. Цифры около кривых на

рис. 4.71 соответствуют позициям в табл. 4.31. Кривые построены при отношении длины к диаметру втулки, равном 1 при жесткой оправке. Желаемая пористость не всегда может быть достигнута для всех видов пористых порошков сплавов и размеров втулок. Надо также помнить, что длина и диаметр втулки, а также композиция порошкового сплава определяют толщину стенок втулки в связи с необходимостью сохранения соответствующего распределения пористости по толщине и длине. В такого рода под-

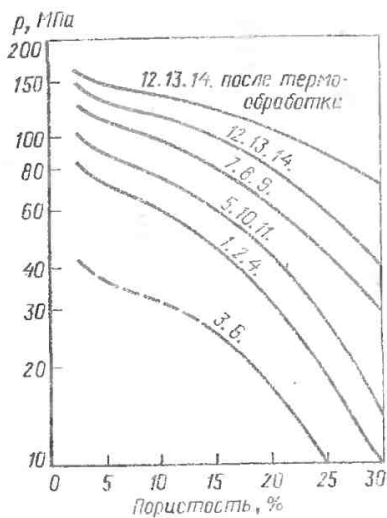


Рис. 4.71. Допустимое давление на материалы пористых втулок, представленных в табл. 4.31, в зависимости от пористости [4.100]

шипниках механизмом смешанного трения достигается благодаря содержанию масла в порах втулки. Во время работы вследствие способности масла смачивать металлическую поверхность и наличия давления между втулкой и шейкой вала масло вытекает из пор и смазывает взаимодействующие поверхности. При высоких давлениях и скорости возрастает температура поверхности контакта, и может понадобиться дополнительная подача масла во втулку. На рис. 4.72 показано соответствие пористости и условий смазывания (цифры на рисунке показывают рекомендуемые области применения).

Для иллюстрации в табл. 4.32 представлены некоторые материалы, применяемые для изготовления втулок подшипников, работающих в условиях сухого трения. Втулки из этих материалов лучше взаимодействуют с цапфой в условиях смазывания маслом, что всегда рекомендуется, если это возможно осуществить. Для материалов, представленных в этой таблице, допустимое произведение давления и скорости является неадекватным пока-

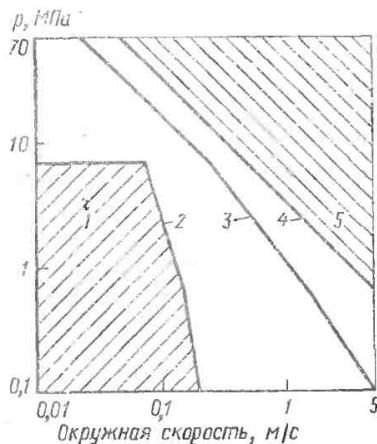


Рис. 4.72. Области применения втулок из пористых материалов и необходимые условия смазки в зависимости от удельного давления и окружной скорости вала [4.100]:

1 — допустимы все виды материалов; 2 — допустима небольшая пористость; 3 — необходима большая пористость; 4 — необходимо дополнительное смазывание; 5 — необходимо непрерывное смазывание



Рис. 4.73. Допустимые давления и скорости для втулок из материалов для работы при сухом трении [4.100]:

А — термопласт; Б — ПТФЭ; В — ПТФЭ с наполнителем; Г — пористая бронза с ПТФЭ + Рb; Д — армированный тканью термопласт с ПТФЭ; Е — армированная термореактивная пластмасса + MoS_2 ; Ж — термореактивная пластмасса с углем + графит + ПТФЭ

4.32. Свойства материалов для подшипников скольжения, работающих в условиях сухого трения

Вид материала	Основа	Вид наполнителя или твердого смазочного материала	Допустимое давление p , МПа	Температура, °С	Коэффициент расширения, 10^6 °С ⁻¹	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С)	Особые свойства
Термопласт	Полиамид полиацеталь	—	10	100	100	0,24	Низкая цена
Термопласт с наполнителем	То же	MoS ₂ , ПТФЭ, графит и др.	15 ... 20	150	60 ... 100	0,24	Твердые смазки снижают коэффициент трения
ПТФЭ с наполнителем	ПТФЭ	Стекло, бронза, слюда, уголь, металлы	2 ... 7	250	60 ... 100	0,24 ... 0,5	Очень низкий коэффициент трения
Термореактивный с наполнителем	Фенольные и эпоксидные смолы	Асбест, ПТФЭ, текстиль	30 ... 50	175	10 ... 80	0,4	Наполняющие волокна увеличивают прочность
Углеродистый	Уголь	Графит разного рода, смолы	1 ... 3	500	1,5 ... 4	10 ... 50	Химическая стойкость
Углеметаллический		—	3 ... 5	350	4 ... 5	15 ... 30	Увеличенная прочность
Металл — твердая смазка	Бронза	Графит, MoS ₂	30 ... 70	250 ... 500	10 ... 20	50 ... 100	Высокая термостойкость
Необрабатываемые втулки	Спек порошка стали и бронзы	ПТФЭ	350	275	20	42	Необходимо определение формы в процессе конструирования
	ПТФЭ	Стеклоткань + смола	700	250	12	0,24	
	Фенольные и эпоксидные смолы или металл	Поверхностное покрытие ПТФЭ	50	150	10	0,3	
		С прокладкой из ПТФЭ	7	275	100	0,3	

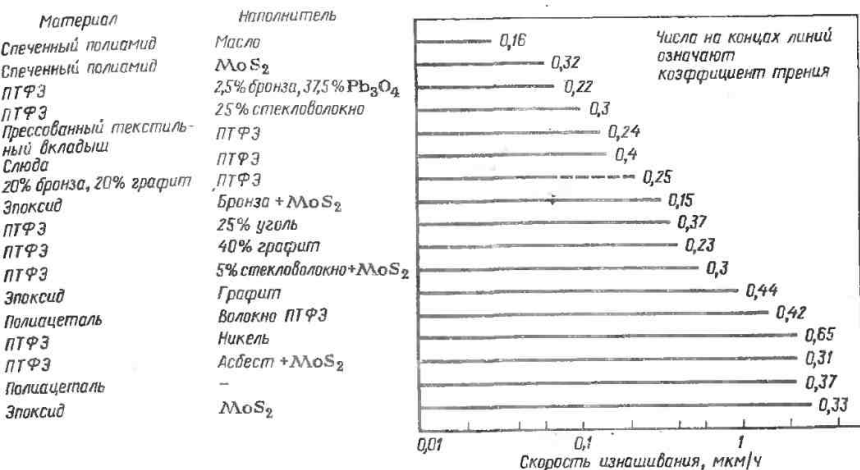


Рис. 4.74. Скорость изнашивания и коэффициент трения материалов для втулок, работающих в условиях сухого трения [4.160]

вателем. На рис. 4.73 показаны кривые этой зависимости для различных материалов радиального подшипника при скорости изнашивания 25 мкм/100 ч при постоянной по направлению нагрузке и 12,5 мкм/100 ч при переменной по направлению относительно втулки нагрузке, шероховатость цапфы $Ra = 0,2 \dots 0,4$ мкм.

Для оценки прочности втулок для сухого трения важным показателем является скорость изнашивания. На рис. 4.74 показана скорость изнашивания для разных материалов. Подробно рассмотрены антифрикционные полимерные материалы (АПМ) и полимерные подшипники скольжения в гл. 2, т. 3 справочника. Особо надо учитывать изменение сборочного зазора за счет изменения размеров полимерных втулок от нагрева.

Другого рода опора скольжения — это направляющие, предназначенные для достижения взаимного линейного движения взаимодействующих деталей. В основном их применяют в станках и измерительных приборах. Поверхности опор скольжения подвергаются специальной механической обработке для уменьшения трения и износа. Большие детали, например станину станка, делают из серого чугуна, де-

тали меньшего размера, как, например, суппорт, — из модифицированного чугуна. В некоторых случаях одна из контактирующих поверхностей направляющих изготавливается из подшипниковых материалов для сухого трения, представленных в табл. 4.32.

Свойства литых сталей и чугунов указаны в табл. 4.33.

4.7.2. Материалы для подшипников качения

Детали качения и кольца серийно выпускаемых подшипников качения, предназначенных для работы при температуре до 200 °С, изготавливают из заэвтектоидных хромистых, хромомарганцевых и хромокремнемолибденовых сталей, к которым относятся стали XN15 , XN15Z , XN15SG , XN15SGZ , XN18M , XN20M , XN20GM . Буква «Z» в конце указывает, что сталь получена электрошлаковым переплавом. Подшипники из такого рода стали характеризуются большим сроком службы. Сталь XN15 предназначена для деталей подшипников малых и средних размеров из-за ее слабой закаливаемости. По мере увеличения размеров деталей подшипника при-

4.33. Свойства чугунов и литых сталей

Марка	Механические свойства			
	R_e , МПа	Прочность на растяжение R_m , МПа	A_{g_0} , %	НВ
Литая сталь:	250	400	26	114 ... 156
L400	250	400	26	114 ... 156
L450	260	450	20	131 ... 174
L500	320	500	20	140 ... 197
L600	360	600	16	160 ... 212
L650	380	650	15	170 ... 223
Серый чугун:	Прочность на изгиб R_g , МПа			HV_{max}
ZI100	—	100		192
ZI150	300	150		212
ZI120	360	200		225
ZI250	420	250		245
ZI300	480	300		262
ZI350	540	350		277
ZI400	600	400		292
Шаровидный чугун:				
Zs37017		370	17	max 179
Zs40012		400	12	max 201
Zs50007		500	7	170 ... 241
Zs55002		550	2	181 ... 280
Zs60002		600	3	192 ... 269
Zs65002		650	2	221 ... 280
Zs700022		700	2	228 ... 302
Zs80002		800	2	241 ... 302
Zs90002		900	2	248 ... 352

меняются стали в указанной выше последовательности (табл. 4.34).

Для деталей подшипников, работающих в условиях больших динамических нагрузок или больших размеров, применяются цементуемые стали 12H2N4A, 15HGM, 15H, 17HGN, 18HGT, 18H2N4A и 20H2N4A. Из этих и других сталей, предназначенных для цементации и удовлетворяющих конструктивным требованиям, могут быть сделаны валы, поверхность которых является дорожкой качения подшипника, например, при использовании подшипников типа R без одного из колец. При более низких требованиях к прочности вала или долговечности сделанной на нем канавки могут

использоваться улучшаемые стали.

Для конструирования подшипников качения могут использоваться чугун, литая сталь и стальной прокат (см. табл. 4.33). Выбор вида и марки сплава железа зависит от конструктивных условий и требований к прочности и долговечности подшипников. Свойства некоторых материалов этого вида представлены также в табл. 4.34.

Подшипники, работающие при температуре 200 ... 540 °C, делают из инструментальных и быстрорежущих сталей, например WLK и SW7M, а подшипники, работающие в коррозионной среде при повышенной температуре, — из высокохромистых сталей, например H18. Свойства этих сталей представ-

лены в табл. 4.34. Подшипники, работающие при температуре выше 540 °С, делают из спеченного карбида, вольфрама, хрома и титана или сплавов типа сателлита на основе кобальта, хрома и титана. Подшипники из этих сплавов могут работать до температуры 800 °С. При температуре 800 ... 1600 °С подшипники делают из спеченных окисей алюминия и циркония.

Если подшипники должны быть немагнитными или стойкими к действию химических веществ, вместо стали применяются другие металлические и неметаллические материалы с соответствующими условиями работы, физическими и химическими свойствами. Для изготовления специальных механизмов в авиационной технике, аппаратуры пищевой и медицинской промышленности, огнеупорителей, насосов и клапанов, когда подшипник контактирует с рабочей средой, кроме подшипников из специальных материалов (спеченные карбиды, латунь, бронза, титан, фарфор, стекло, полиамиды, полиацетали и т. п.), применяются шарики из соответственно подобранных материалов, устойчивых к агрессивному действию рабочей среды: воды, кислоты, щелочи, масла, жира и т. п.

Сепаратор подшипника качения в зависимости от вида и конструктивного решения изготавливают из закаленного стального или латунного листа, более массивные — из латуни, специального чугуна, легких сплавов, текстолита и полиамида. В последнее время все более широко применяются сепараторы из полиамида 66, армированного стеклотканью, что снижает стоимость и позволяет увеличить число катящихся деталей в подшипнике и, следовательно, допустимую нагрузку. Сепараторы из текстолита и легкого металла применяются для высокоскоростных подшипников.

Кольца особо тяжелых подшипников качения изготавливают из стали 45, а кольца подшипников, работающих при низких температурах, — из стали 40ХНМА и 45ХНМФ. Поверхности дорожки качения и зубьев венцов подвергаются поверхностной закалке. Детали подшипников качения в зависимости от размеров делают из соответствующих подшипниковых ста-

лей, сепаратор — из стали, чугуна, спеченного порошкового материала или пластмасс. Сведения о материалах подшипников качения даны также ниже в гл. 5.

4.7.3. Материалы для зубчатых передач

Зубчатые колеса цилиндрических и конических передач изготавливаются из серого и модифицированного чугуна, литой стали и конструкционных сталей обычного качества (Ст5, Ст6, Ст7), конструкционных сталей высшего качества (35 и 45, 55), улучшаемых легированных сталей (35SG, 35HM, 40H, 40HM, 34HM, 36HNM, 30H2N2M), цементуемых легированных сталей (15H, 15HGA, 18H2N4A, 15H, 12H3A, 18H2N2, 18H2N4WA) и азотируемой стали (38HMJ). Их свойства представлены в табл. 4.34. Кроме указанных сталей в отдельных случаях можно применять другие стали с соответствующими свойствами.

При подборе материала для взаимодействующих зубчатых колес надо придерживаться общего принципа: твердость ведущего колеса должна быть больше твердости ведомого зубчатого колеса: HB — на 25 ... 7,5 или HRC — на 2 ... 8, и они должны иметь разный химический состав. Эти требования не относятся к зубчатым колесам с твердостью HRC выше 58. Серые литые стали применяются для изготовления больших колес низко скоростных редукторов. Серый чугун и литые стали предназначены для больших колес слабо нагруженных редукторов общего назначения. Конструкционные стали обычного и высшего качества и легированные стали невысокой прочности применяются в нормализованном и термически улучшенном состоянии для зубчатых колес редукторов общего назначения и редукторов кранов, конвейеров и т. п. Улучшаемые легированные стали большой прочности применяются для изготовления деталей редукторов, указанных выше, но с ограниченными размерами, и для изготовления деталей редукторов станков.

4.34. Свойства сталей, используемых для подшипников качения, зубчатых колес и

Сваль	НВ	Термообработка		Механические	
		вакуумка	отпуск	HRC	Re
<i>Стали для</i>					
EH15	175 ... 235	830 ... 870	150 ... 200	61	
EH15Z		масло			
EH15SG	179 ... 241	830 ... 870	150 ... 200	61	
EH15GZ		масло			
EH18M	170 ... 241	840 ... 880	150 ... 200	61	
		масло			
EH20M	187 ... 225	840 ... 880	150 ... 200	61	
		масло			
EH20GM	192 ... 255	840 ... 850	160	61	
		масло			
<i>Улучшаемые</i>					
Ст5	160				280
Ст6	175				320
Ст7	210				350
25	170				280
35	187				3200
45	197 ... 241				360
65	229 ... 255				420
35SG	229	900 вода	590 вода	27	700
30H	187	960 масло	500 вода или масло	27	750
40H	217	850 масло	500 вода или масло	31	800
35HM	241	850 масло	540 вода или масло	31	800
40HM	241	840 масло	550 вода или масло	33	900
34HNM	217	I 850 масло	I 550 воздух или масло	27	850
		II 850 масло	II 500 воздух или масло	34	900
40HNMA	269	I 850 масло	I 620 масло	27	850
		II 850 масло	II 540 масло	34	950
45HNMF	269	860 масло	450 масло	42	1350
30H2N2M	269				
A. Mo-0,25		830 масло	A 600 воздух		950
B. Mo-0,35			B 530 воздух		1050
38HMj	229	940 масло или теплая вода	640 вода или масло		850
WLK	241	1020 ... 1040 масло	500 ... 600	50	1750
SW7M	285	1200 ... 1220 масло	550 ... 560	64	—
H18	277	1000 ... 1050 масло	200 ... 300 масло или воздух	55	—

кулачковых механизмов

свойства

Rm

Z_g^{*}

A_n

Свойства и применение

подшипников качения

Закалка до Ø 25, шарики, иглы, ролики и кольца толщиной до 20 мм
 Закалка до Ø 50, шарики, ролики и большие кольца толщиной до 30 мм
 Закалка до Ø 60, ролики 50 ... 75 мм, кольца толщиной 30 ... 50 мм
 Закалка до Ø 80 мм, ролики 50 ... 100 мм, кольца толщиной 35 ... 80 мм
 Закалка до Ø 100 мм, ролики >100 мм, кольца толщиной >80 мм

стали

500	210	20 ... 17
600	250	15 ... 12
700	290	10 ... 9
4600	250	23
540	270	20
610	300	16
710	330	10
900	400	15
900	380	12
1000	400	10
1000	400	12
1050	435	10
1000	410	13
1100		10
1000	—	12
1100	—	12
1500	—	7
1000	—	9
1250	—	9
1000	420	14
1900		7 ... 10
—		—
900		—

Зубчатые колеса в нормализованном состоянии

Поверхностно закаленные зубчатые колеса, кольца особо тяжелых подшипников качения

Валы, зубчатые колеса, кулачковые механизмы в зависимости от размеров и требований прочности соответствующим подбором условий термобработки можно достигнуть твердости HRC до 60 при ухудшении других свойств сталей

Кольца особо тяжелых подшипников качения

Азотируемая сталь для зубчатых колес, поверхностная твердость HВ до 900 ... 1000

Подшипники качения для работы при высоких температурах

Подшипники качения, стойкие к коррозии

Сталь	HB	Термообработка		Механические	
		вакулка	отпуск	HRC	Re
<i>Цементируемые</i>					
10	137	870 ... 900		60 ... 64	210
15	143			60 ... 64	230
15H	179	880 вода			520 ... 450
15HGA	170				650
20HGA	170				750
18HGT	217				550 ... 700
15HGM	207			180 ± 10	500 ... 700
12H2N4A	180				1000
15HN	217				850
17HGN	229				500 ... 850
12HN3A	217	I 860 вода или масло	180 воздух или масло		700
		II 760—810 вода или масло			
18H2N2	235	860 масло или вода			700 ... 850
12H2N4A	269	I 860 масло	180 воздух		950
		II 760—800 масло	или масло		
20H2N4A	269	I 860 масло	180 воздух		11001
		II 760—800 масло			
18H2N4WA	269	A.I 950 воздух	180 воздух или масло		850
A.W-0,80		II 850 воздух			
B.W-1,20		B.I 950 масло	525—575 воздух		800
		II 850 масло			

Z_{gl}^* — предельная прочность зуба на излом при одностороннем изгибе, в случае

Цементируемые легированные стали применяются при производстве зубчатых колес редукторов с особыми габаритными ограничениями, например редукторов некоторых стайков, планетарных передач, автомобильных и авиационных редукторов. Некоторые сочетания материалов пар зубчатых колес представлены в табл. 4.35.

Большие колеса слабо нагруженных редукторов делают также из армированных терморезистивных пластмасс. Колеса легко нагруженных малых

редукторов делают из полиамидов и полиацеталей. Ориентировочные свойства пластмасс, применяемых для изготовления зубчатых колес, представлены в табл. 4.36; можно также использовать данные табл. 4.32.

Свойства пластмасс в значительной степени зависят от их вида, применяемых наполнителей, технологического процесса и температуры работы зубчатого колеса. Поэтому при подборе пластмассы надо руководствоваться данными изготовителя, касающимися материала с конкретным названием.

свойства			Свойства и применение
Rm	Z_{gl}^*	A_1	
<i>стали</i>			
340	250	31	
380	270	27	
700 ... 1050	290	11 ... 10	Подшипники качения
850	550	10	
900	610	10	
1100 ... 1300	—	9 ... 7	Подшипники качения
750 ... 1400	—	11 ... 8	Подшипники качения
1200	570	10	
1000	570	12	
750 ... 1300	—	12 ... 8	Подшипники качения
950	—	11	Дорожки подшипников качения на валах, зубчатые колеса, кулачковые механизмы
1000 ... 1450	610	8 ... 7	
1150	—	10	Подшипники качения
1300	—	9	Подшипники качения
1150	—	12	
1150	—	12	

двустороннего изгиба $Z_{g0} = 0,75Z_{gl}$.

(Подробно об этом см. в гл. 2 т. 3 справочника.)

Зубчатые колеса механизмов с малыми габаритными размерами делают из латуни или сплавов цинка.

К материалам червячной передачи предъявляют следующие требования: малый коэффициент трения; хороший теплоотвод из зоны контакта; высокая прочность зубьев. Этим условиям отвечают твердый стальной червяк и бронзовое червячное колесо. Стальные червяки могут быть сделаны из цементуемых сталей 15H, 15HN, 18HGT,

18HNM, 18HGN или улучшаемых сталей 40H, 40HM, 45HN. Резьба термически улучшаемых червяков только протачивается, а цементуемых всегда шлифуется. Червячные колеса делают из оловянистой и алюминиевой бронзы B10, B101, B103 и BA1044A. Наиболее совершенная и распространенная червячная пара — это закаленный шлифовальный червяк из цементуемой стали и червячное колесо из бронзы 101. Если основным требованием является высокая прочность на излом зуба чер-

4.35. Примерные сочетания материалов для взаимодействующих зубчатых колес

Материал колеса		Возможное применение
ведущего	ведомого	
Сталь 45 улучшенная или нормализованная (НВ 200 ... 250)	Серый чугун, модифицированный чугун, сталь 36, литейная сталь 350	Зубчатые передачи общего назначения, мостовые краны, конвейеры и т. п.
Сталь 35СГ, 40Х улучшенная (HRC 25 ... 40)	Сталь 45, литейная сталь 55	
Сталь 45, 40ХМ, 40ХНМА, 40ХНМФ (HRC 37 ... 48)	Сталь 45, 40ХН	Зубчатые передачи общего назначения с повышенными требованиями
Сталь 45, сталь 35Х, 45ХН поверхностная закалка (HRC 48 ... 58)	Сталь 40ХН, литейная сталь 40ГЛ улучшенная, сталь 35 поверхностно-закаленная	Зубчатые передачи общего назначения с повышенными требованиями, редукторы станков
Сталь 40ХН, поверхностная закалка (HRC 58)	Сталь 35Х, 40Х термобработанная	Редукторы станков с высокими требованиями, редукторы автомобилей
Сталь 15Х и 20Х цементируемая (HRC 58)		—
Сталь 12ХНЗА, 20Х2Н4А, 18ХГТ, 18Х2Н2, цементируемая (HRC 58)		Автомобильные и авиационные редукторы с высокими требованиями

4.36. Свойства пластмасс, используемых для изготовления зубчатых колес

Вид материала	Прочность M (МПа) на		$E \cdot 10^{-3}$, МПа
	выгиб	растяжение	
Полиамиды	30 ... 120	40 ... 90	1,3 ... 2,9
Полиацетали	80 ... 110	60 ... 70	3
Термореактивные фенол-формальдегидные смолы (текстолиты)	100 ... 160	50 ... 80	8 ... 10

вячного колеса, то применяю термообработанную алюминиевую бронзу ВА1044А. Но в этом случае увеличивается коэффициент трения. В менее нагруженных червячных редукторах при небольшой окружной скорости ($v < 2$ м/с) применяется червяк из улучшаемой стали и червячное колесо из чугуна. В этих же условиях можно использовать червяк из модифицированного чугуна и бронзовое червячное колесо.

В небольших слабо нагруженных червячных передачах при очень малых окружных скоростях червяка применяются сочетания материалов, аналогичные материалам для слабо нагруженных цилиндрических передач.

4.7.4. Материалы кулачковых механизмов

Условия взаимодействия деталей кулачкового механизма близки к условиям взаимодействия деталей подшипника качения или зубчатой передачи. В случае кулачкового механизма с роликовым толкателем они соответствуют контакту в подшипнике качения, а с плоским толкателем — в зубчатой передаче. В зависимости от условий работы кулачок и толкатель изготавливают из тех же материалов, что и рабочие поверхности подшипников качения или зубчатых передач. В связи с этим кулачки и толкатели в наиболее нагруженных кулачковых механизмах делают из цементируемой или подшипниковой стали с твердостью HRC более 58. Слабее нагруженные механизмы изготавливают из термически улучшаемой стали при соблюдении разности твердостей деталей пары трения. Кулачки слабо нагруженных механизмов, предназначенных в большей степени для передачи движения, а на мощности, делают из искусственных материалов, таких, как пол-амиды, полнацетали и термореактивные фенолформальдегидные пластмассы.

Список литературы

4.1. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. Расчет и проектирование опор скольжения. М.: Машиностроение, 1980. 224 с.

4.2. Подольский М. Е. Упорные подшипники скольжения. М.: Машиностроение, 1981. 261 с.

4.3. Козин Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 303 с.

4.4. Lang O. R., Steinhilper W. Gleitlager Berechnung und konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung. Springer-Verlag Berlin—Heidelberg—New York, 1978.

4.5. Нечипоренко В. А. Расчет высокоскоростных опор судовых редукторов. Л.: Судостроение, 1966. 150 с.

4.6. Тодер И. А., Тарабаев Г. И. Крупногабаритные гидростатодинамические подшипники. М.: Машиностроение, 1976. 200 с.

4.7. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М.: Машгиз, 1959. 403 с.

4.8. Веледницкий В. М., Шиманович М. А. Статические нагрузочные характеристики гидростатических комбинированных радиально-упорных подшипников. М.: Ставки и инструмент. № 8, 1983. с. 13—15.

4.9. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. М.: Машгиз, 1962. 196 с.

4.10. Гхош М. Динамические характеристики многокарманного радиального подшипника с внешним нагнетанием смазки. М.://Проблемы трения и смазки. № 4, 1978. С. 18—23.

4.11. Роу В. Анализ динамических и статических характеристик гидростатических радиальных подшипников с камерами при малых перемещениях вала. М.://Проблемы трения и смазки. Т. 102. № 1, 1980. С. 80—89.

4.12. Lundberg G. Cylinder compressed between two plane bodies SKF Reg. 4134. 1949.

4.13. Mostofi A., Gohar R. Elastohydrodynamic lubrication of finite line contacts. Trans. ASME J. of Tribology vol. 105. Nr. 4, 1983. P. 598.

4.14. Martin H. M. (1916) Lubrication of gear teeth, Engineering, Lond. 102. P. 199.

4.15. Gumbel E. Über geschmierte Arbeitsräder. Z. des Turbinenwesens, 1916, 13. P. 357.

4.16. Pepler W. Druckübertragung an geschmierten zylindrischen Gleitungen

Wälzflächen V. D. I.—Forschungsheft 391. 1938.

4.17. Purday, H. F. P. (1949) *Streamline Flow*, Constable, London.

4.18. Merritt H. E. (1935) Worm gear performance, *Proc. Inst. Mech. Eng. Lond.* 129. P. 127.

4.19. Эргель А. М. Гидродинамический расчет смазки контакта кривых поверхностей. Канд. дисс. ЦНИИТМаш, 1945. Ertel-Mohrenstein A. Die berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung. *Fortschr.-Ber. VDI—Z. Reihe I* nr. 115, 1984.

4.20. Грубин А. Основы гидродинамической теории смазки тяжело нагруженных цилиндрических поверхностей. ЦНИИТМаш, Кн. 30. 1949.

4.21. Петрусевич А. И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. *Известия АН СССР ОТН*. 1951.

4.22. Dowson D. and Higginson G. R. A numerical solution to the elastohydrodynamic problem, *J. Mech. Engng. Sci.* 1. No 1. P. 6, 1956.

4.23. Dowson D. and Higginson G. R. New roller-bearing lubrication formula, *Engineering Lond.* 192, 1961. P. 158.

4.24. Dowson D., Higginson G. R. and Whitaker A. V. Elastohydrodynamic lubrication a survey of isothermal solutions, *J. Mech. Engng. Sci.* 4. No 2. 1962. P. 121.

4.25. Dowson D., Toyoda S. A central film thickness formula for elastohydrodynamic line contacts. *Proc. 5th Leeds—Lyon Symp.* 1978. P. 60.

4.26. Archard G. D., Gair F. C. and Hirst W. The elastohydrodynamic lubrication of rollers, *Proc. Roy. Soc. A* vol. 262, P. 51, 1961.

4.27. Krzeminski-Freda H. Rozkład ciśnienia i kształt filmu olejowego przy współpracy elementów toczonego smarowanych elastohydrodynamicznie. *Dokt. Dys. Politechnika Łódzka* 1969.

4.28. Hamrock B., Jacobson B. Elastohydrodynamic lubrication of line contacts. *ASLE. Trans* 1984. Vol. 27. Nr. 4, P. 275.

4.29. Krzeminski-Freda H. Rozkład ciśnienia i kształt elastohydrodynamicz-

nego filmu olejowego *Zesz. Z. T. ZiS* z. 9. 1971. P. 43.

4.30. Stephenson R., Osterle F. A direct solution of the elastohydrodynamic Problem. *Trans. ASLE* vol. 15. 1962. P. 365.

4.31. Krzeminski-Freda H. Elastohydrodynamiczny film olejowy w warunkach przejsciowych. *Zesz. Z. T. ZiS* Nr. 11. 1972. P. 21.

4.32. Baglim K. R. and Archard J. F. An analytical solution of the elastohydrodynamic lubrication of materials of low elastic modulus, *Proc. Inst. Mech. Engrs.* 1972. *Symposium on Elastohydrodynamic Lubrication*, P. 13—21.

4.33. Krzeminski-Freda H., Moneta H. Semielastohydrodynamiczny film olejowy. *Mat. III Kraj. Symp. Eksp. Un. Techn.* 1972. P. 123.

4.34. Dowson D. and Higginson G. R. *Elastohydrodynamic lubrication*. 2nd Edition 1977 (Pergamon).

4.35. Blok H. Theory of thermal elastohydrodynamic lubrication of high speed roller bearings. *Proc. 5-th Leeds—Lyon. Symp.* 1978. P. 135.

4.36. Moes H. Communication, elastohydrodynamic lubrication. *Proc. Insth. Mech. Engrs.*, 1965—66 180, (3B). P. 244—245.

4.37. Cheng H. S. A numerical solution of the elastohydrodynamic film thickness in an elliptical contact. *Trans. ASME.* F92, 1970. P. 155—162.

4.38. Cameron A., Gohar R. Theoretical and Experimental studies of the Oil Film in Lubricated Point Contact. *Proc. Roy. Soc. A.* 1966. P. 291.

4.39. Gledhill R., Jackson A., Cameron A. An interferometric study of EHL of elliptical contacts aligned in the direction of rolling. *Proc. 5-th Leeds—Lyon Symp.* 1978. P. 116.

4.40. Hamrock B. J. and Dowson D. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part I—Theoretical Formulation, *Trans. ASME* F98, 1976. P. 223—229.

4.41. Part II—Ellipticity parameter results, *Trans. ASME* F98, 1976. P. 375—383.

4.42. Hamrock B. J. and Dowson D. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part III—

Fully flooded results, Trans ASME ser. F 1977, 99, (2). P. 264—276.

4.43. Hamrock B. J. and Dowson D. Elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts for materials of low elastic modulus, Part I — Fully flooded conjunction, Trans. ASME ser. F 1978, 100, (2). P. 236—245.

4.44. Brewster D. E. and Hamrock B. J. Simplified solution for elliptical contact deformation between two elastic solids, Trans. ASME J. Lubr. Technol. 99, 1977, P. 485—487.

4.45. Cherreburgh K. ENL Squeeze film between two cylinder in normal approach, Trans. ASME ser. F. J. Lub. Tech. 92, 1970, P. 292.

4.46. Christensen H. Elastohydrodynamic theory of spherical bodies in normal approach, Trans. ASME. Ser. F, J. Lub. Tech. 92, Nr. 1, 1970, P. 145.

4.47. James N., Ettles C. Solution for normal approach in axisymmetric elastohydrodynamic contact, Proc. 5th Leeds—Lyon. Symp. 1978, P. 47.

4.48. Lee K., Cheng H. The pressure and deformation profiles between two normally approaching lubricated cylinders, Trans. ASME J. of Lubr. Techn. vol. 95, 1973, P. 308.

4.49. Wada S. Tsukijihara Elastohydrodynamic squeeze problem of two rotating cylinders, Bull. J. SME, vol. 24, Nr. 190, 1981, P. 737.

4.50. Crook A. W. The lubrication of rollers I, II, III, IV, J. Phil. Trans. Roy. Soc. ser. A, vol. 250, 254, 255, 1958.

4.51. Dowson D., Saman W., Toyota S. A study of starved elastohydrodynamic line contacts, Proc. 5th Leeds—Lyon. Symp. 1978, P. 92.

4.52. Cheng H. Sternlicht B. A Numerical Solution for Pressure Temperature, Film Thickness Between Two Infinitely Long Lubricated Rolling and Sliding Cylinders, Under Heavy Loads, Trans. ASME ser. D, vol. 87, 1965, P. 695.

4.53. Cheng H. S. A refined solution to the thermal elastohydrodynamics of rolling and sliding cylinders, Trans. ASME 1965, Vol. 8, P. 397.

4.54. Dowson D. and Longfield M. D. The distribution of pressure and temperature in a highly loaded lubricated

contact, Inst. Mech. Engrs. Lubrication and Wear Convention. 1963.

4.55. Dowson D., Whitaker A. A numerical procedure for the solution of the elastohydrodynamic problem of rolling and sliding contact lubricated by a newtonian fluid, Proc. Inst. Mech. Engrs. 1965—66, vol. 180 Pt 3B, P. 57.

4.56. Lisegang R. Der nichtisotherme hydrodynamische Schmierfilm zwischen hochbelasteten elastischen Walzen, Diss. TH. Karlsruhe 1976.

4.57. Zhu Dony, Wen Shi-zhu. A Full numerical solution for the thermoelastohydrodynamic problem in elliptical contact, Trans. ASME J. of Tribology vol. 106, Nr. 2, 1984, P. 246.

4.58. Greenwood J., Kauzlarich J. Inlet Shear Heating in Elastohydrodynamic Lubrication, Trans. ASME J. of Lubr. Techn. Vol. 1973, P. 417.

4.59. Murch L., Wilson W. A thermal elastohydrodynamic inlet zone analysis, Trans. ASME J. of Lubr. Techn. 1975, Vol. 97, P. 212.

4.60. Ghosh M., Hamrock B. Thermal elastohydrodynamic lubrication of line contact, ASME Trans. 1985, Vol. 28, Nr. 2, P. 154.

4.61. Wilson W. R. D., Shen S. Effect of inlet shear heating due to sliding of elastohydrodynamic film thickness, Trans. ASME J. of Tribology vol. 105, Nr. 2, 1983, P. 187.

4.62. Kalek S., Krzeminski-Freda H. The properties of a thermal semi-elastohydrodynamic oil film with fully flooded and with starved lubrication, Wear 77, 1982, P. 171.

4.63. Bell J. C. Lubrication of rolling surface by a Ree — Eyring fluid, Trans. Amer. Soc. Lub. Eng. 5, 1962, P. 160.

4.64. Johnson K., Tavaarwerk J. Shear behaviour of END oil films, Proc. Roy. Soc. 1977 A, 356, s. 215.

4.65. Johnson K. Introduction review of lubricant rheology and traction, Proc. 5th Leeds—Lyon Symp. 1987, P. 155.

4.66. Kodnir D., Sulukvadze D., Bakashvili D., Schwartzman V. A solution of the elastohydrodynamic problem for non-Newtonian fluids, Trans. ASME J. of Lubr. Techn. Vol. 97, 1975, N 2, P. 303.

- 4.67. Trachman E. The Short-Time Viscosity Behavior of a Lubricant in Hertzian Pressure Zone. *Trans ASME J. of Lubr. Techn.* Vol. 97. N 3, 1975. P. 484.
- 4.68. Jonkisz Wl., Krzeminski-Freda H. The properties of elastohydrodynamic grease films. *Wear* 77, 1982. P. 277.
- 4.69. Kaneta M., Cameron A. Effects of asperities in elastohydrodynamic lubrication. *Trans. ASME J. of Tribology.* Vol. 102. N 3, 1980. P. 374.
- 4.70. Majumdar B. C., Hamrock B. J. Effect of surface roughness on elastohydrodynamic line contact. *Trans. ASME J. of Tribology.* Vol. 104. N 3, 1982. P. 401.
- 4.71. Patir N., Cheng H. Effect of surface roughness orientation on the central film thickness in END contacts. *Proc. 5th Leeds—Lyon Symp.* 1978. P. 15.
- 4.72. Prakash H., Czichos M. Influence of surface roughness and its orientation on partial elastohydrodynamic lubrication of rollers. *Trans. ASME J. of Tribology.* Vol. 105. N 4, 1983. P. 592.
- 4.73. Krzeminski-Freda H., Pietrzak A. The influence of surface roughness on friction condition in END contact. *Proc. 5th Leeds—Lyon Symp.* 1987. P. 81.
- 4.74. Dyson A. Frictional fraction and lubricant rheology in elastohydrodynamic lubrication. *Phil. Trans. of Roy. Soc.* 1970. Ser. A. Vol. 266. P. 1.
- 4.75. Д. Мур. Основы применения трибоники. М.: Мир, 1978. 488 с.
- 4.76. Jacobson B. O., Hamrock B. J. Non-newtonian fluid model incorporated into elastohydrodynamic lubrication of rectangular contacts. *Trans. ASME J. of Tribology.* Vol. 166. N 2, 1984. P. 275.
- 4.77. Michin J. A. (1958). Influence of the friction conditions on the magnitude of the friction coefficient in the case of rolling with sliding. *Inst. Mech. Eng. Proc. of the International Conference on Gearing, Paper 40.* P. 159.
- 4.78. Smith F. W. (1962). The effect of temperature in concentrated contact lubrication, *Trans Amer. Soc. Lub. Engrs.* 5, P. 142.
- 4.79. Dowson D., Thomas T. Effect of surface quality upon the fraction characteristics of Lubricated Cylindrical Contacts. *Proc. Inst. Mech. Engrs.* 1969—70. Vol. 182. Part. 1, P. 167.
- 4.80. Goglia P. R., Conry T. F., Cusano C. The effects of surface irregularities on the elastohydrodynamic of sliding line contacts part I, II. *Trans. ASME J. Tribology.* Vol. 106. N 1. 1984. P. 104.
- 4.81. Wedeven L. D. What is END? *Lubr. Eng.* 31, 291 (1975).
- 4.82. Münnich H. Einfluss der Schmierung auf Lebensdauer, Reibung und Verschleiss von Wälzlagern. *Schmierertechnik und Tribologie*, 16, 87 (1968).
- 4.83. Wellauer E. A. G. M. A. Experience in establishing coordinated gear rating standards. *Sem-Int. Symp. of JSME Tokyo.* 1967.
- 4.84. Balr S., Winer W. O. Regimes of traction in concentrated contact lubrication. *Trans. ASME J. of Tribology.* Vol. 104. N 3, 1982, P. 383.
- 4.85. Skurka J. Elastohydrodynamic of roller bearings. *Trans. ASME J. of Lubr. Techn.* Vol. 92. 1970. Ser. F. N 2. P. 281.
- 4.86. Tallian T. On competing failure modes in rolling contact, *Trans. ASME.* Vol. 10. 1967. P. 418.
- 4.87. Чичинадзе А. В., Матвеевский Р. М., Браун Э. Д. и др. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. М.: Наука, 1986. с. 248.
- 4.88. Kloss H., Meyer K. Verschleissverhalten geschmierter Reibsysteme. Teil 2: Mathematisch-Analytisches Verschleissverhalten organischer Sulfide// *Schmierungstechnik.* 1986. N 5. S. 148—153.
- 4.89. Rowe C. N. Role of Additive Adsorption in the Mitigation of Wear// *ASME Trans.* 1970. V. 13. P. 179—188.
- 4.90. Akin L. S. An Interdisciplinary Lubrication Theory for Gears// *ASME Trans.* 1973. B. 15. N 4. P. 1178—1195.
- 4.91. Stolarski T. A. Adhesive Wear of Lubricated Contact// *Tribology International.* 1979. V. 19. N 4. P. 169—179.
- 4.92. Фролов Г. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.

4.93. Чичинадзе А. В., Левин А. Л., Бородулин М. М. и др. Полимеры в узлах трения машин и приборов. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.

4.94. Cicinadze A. W., Poljakov N. W. Untersuchung der Schutzwirkung einer Schmierölschicht im Reibkontakt. Schmierungstechnik, 1982, N 12. S. 368—371.

4.95. Чичинадзе А. В., Поляков Н. В. Исследование экранирующего действия масляной пленки, находящейся на фрикционном контакте//Трение и износ. 1983. Т. 4. № 4. С. 600—607.

4.96. К вопросу о механизме разрушения смазочного слоя на фрикционном контакте/Р. М. Матвеевский,

А. В. Чичинадзе, И. А. Буяновский, А. Г. Гицбург, С. Г. Яшвилл//Трение и износ, 1980. № 3. С. 548—553.

4.97. Cicinadze A. V., Ginzburg A. G., Cernysev A. N., Yasvili S. G. Oberflächentemperatur und stabilität der Grenzschichten beim instationären Reibungszustand/Schmierungstechnik, Berlin 17 (1986). N 12. S. 357—363.

4.98. Kozłowiecki H. Łożyska tłokowych silników spalinowych. WKŁ Warszawa, 1974.

4.99. Müller L. Przekładnie zebate, projektowanie. WNT. Warszawa, 1979.

4.100. Neale M. J. Tribology handbook. Butterworths, 1973.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — большая полуось площадки контакта
 b — малая полуось площадки контакта
 D_w — диаметр тела качения
 E — модуль упругости
 F_a — осевая нагрузка
 F_r — радиальная нагрузка
 L_w — длина рабочей части ролика
 P — расчетная нагрузка
 $R_{ж}$ — радиус кривизны кругового желоба
 R_0 — радиус кривизны среднего участка сложного профиля
 α — угол контакта
 μ — коэффициент Пуассона
 ψ — угол наклона равнодействующей

5.1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПОДБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

5.1.1. Контактная прочность

Основным расчетом подшипников качения является расчет на долговечность по признаку контактной прочности. Контактным разрушением в отличие от изнашивания, задира, волнообразования и других видов повреждения поверхностных слоев деталей называют образование на их поверхностях выкрашивания (питтинга) в виде отдельных выемок.

Выкрашивание материала возникает в результате накопления в нем усталостных повреждений под воздействием повторных микропластических сдвигов в наиболее невыгодно ориентированных и поэтому перенапряженных зернах материала, а также вследствие концентрации напряжений

у поверхностных неровностей и внутренних пороков материала. Повторные микропластические сдвиги в противоположных направлениях (при циклическом нагружении) приводит к разрыхлению материала и созданию «аморфного» слоя на плоскостях скольжения с ослаблением спайности, нарушением равновесия внутрикристаллических связей и образованием первичной усталостной микротрещины. Трещина идет под некоторым углом к поверхности, и на определенном этапе ее развития ослабленный объем материала отделяется от поверхности — образуется выемка. При дальнейшей работе детали число выемок увеличивается, они сливаются и укрупняются. фактически выводятся из-под нагрузки все большую часть рабочей поверхности и ухудшая условия смазывания.

На интенсивность и направление развития трещин влияют касательные силы на контакте. Как уже было показано выше в гл. 4, большое значение имеет величина коэффициента трения скольжения данной пары материалов, шероховатость их поверхностей, а также вид смазки и тип смазочного материала. Так как в основе накопления материалом усталостных повреждений лежат микропластические сдвиги, амплитуда которых зависит от твердости материала, контактная прочность с уменьшением твердости резко падает.

При расчете опор качения на долговечность учитывают, как правило, максимальное значение давления p_0 в области контакта. Однако такой расчет во многих отношениях является условным, и в настоящее время ведутся углубленные исследования по разработке уточненных методов расчета с более полным учетом напряженного состояния и реальных условий на контакте.

5.1.2. Контактные напряжения и деформации

Расчет для поверхностей постоянной кривизны. В зависимости от характера начального соприкосновения рабочих поверхностей сжимаемых тел различаются два вида контакта — точечный и линейный. Поскольку реальные материалы обладают упругой податливостью, соприкосновение двух тел под нагрузкой происходит по некоторой площадке. В случае точечного контакта возникает малая площадка, которая имеет форму круга или эллипса, если кривизны обеих рабочих поверхностей в двух взаимно перпендикулярных плоскостях в пределах зоны касания остаются постоянными. При линейном контакте двух тел с постоянной вдоль их осей кривизной площадка контакта теоретически имеет вид прямоугольника. В действительности же она в большинстве случаев приобретает форму полоски с расширенными концами, трапеции или треугольника, что происходит вследствие неточности изготовления и неправильности первоначального прилегания деталей, а также в результате так называемого краевого эффекта.

Теория контактных напряжений и деформаций разработана Г. Герцем, Н. М. Беляевым, А. Н. Динником и рядом других ученых. Достаточно полное ее изложение дано в работе [5.1]. Ниже приведены лишь рабочие формулы, условия их применимости и некоторые практические рекомендации. Следует иметь в виду, что эти формулы получены для случая касания двух совершенно гладких изотропных упругих тел, не разделенных какой-либо прослойкой. Поэтому они не учитывают сил трения в контакте, изменения закона распределения давления вследствие наличия масляной пленки, искажения поля напряжений и деформаций из-за анизотропии реальных материалов, и справедливы в пределах упругости, т. е. когда предел пропорциональности материала не превзойден.

В общем случае площадка контакта двух тел, ограниченных криволинейными поверхностями и соприкасаю-

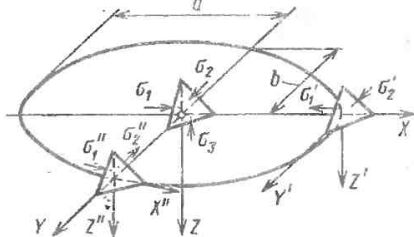


Рис. 5.1. Напряжения на эллиптической площадке контакта

ющихся до возникновения деформации в одной точке, представляет собой эллипс с полуосями a и b (рис. 5.1), которые определяются по формулам [5.1]:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\eta P}{\sum k}}; \quad (5.1)$$

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\eta P}{\sum k}}; \quad (5.2)$$

где n_a , n_b — коэффициенты; P — нормальная нагрузка, сжимающая тела; η — упругая постоянная материалов соприкасающихся тел:

$$\eta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}; \quad (5.3)$$

здесь μ_1 , μ_2 , E_1 , E_2 — соответственно коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов первого и второго тел. Для пары сталь—сталь $\eta = 0,85 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^2/\text{Н}$ при $E_{1,2} = 2,15 \times 10^6 \text{ Н/мм}^2$, $\mu_{1,2} = 0,3$;

$\sum k$ — сумма главных кривизн соприкасающихся тел, т. е.

$$\sum k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}, \quad (5.4)$$

где $k_{11} = \frac{1}{R_{11}}$; $k_{12} = \frac{1}{R_{12}}$;

$$k_{21} = \frac{1}{R_{21}}; \quad k_{22} = \frac{1}{R_{22}};$$

R_{11} , R_{12} — главные радиусы кривизны первого тела в точке начального касания, определенные в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, линия пересечения которых совпадает

5.1. Значения коэффициентов n_a , n_b , n_p и n_0 к формулам (5.1), (5.2), (5.8), (5.9) в зависимости от вспомогательного аргумента

θ	n_a	n_b	n_p	n_0
0,01923	1,013	0,9873	0,9999	0,9999
0,03949	1,027	0,9742	0,9997	0,9997
0,06087	1,042	0,9606	0,9992	0,9992
0,08350	1,058	0,9465	0,9985	0,9985
0,1076	1,076	0,9318	0,9974	0,9974
0,1330	1,095	0,9165	0,9960	0,9960
0,1602	1,117	0,9005	0,9942	0,9942
0,1894	1,141	0,8837	0,9919	0,9919
0,2207	1,168	0,8660	0,9890	0,9889
0,2545	1,198	0,8472	0,9853	0,9852
0,2913	1,233	0,8271	0,9805	0,9804
0,3314	1,274	0,8056	0,9746	0,9744
0,3755	1,322	0,7822	0,9669	0,9667
0,4245	1,381	0,7565	0,9571	0,9566
0,4795	1,456	0,7278	0,9440	0,9432
0,4914	1,473	0,7216	0,9409	0,9400
0,5036	1,491	0,7152	0,9376	0,9366
0,5161	1,511	0,7086	0,9340	0,9329
0,5291	1,532	0,7019	0,9302	0,9290
0,5423	1,554	0,6949	0,9262	0,9248
0,5560	1,578	0,6876	0,9219	0,9203
0,5702	1,603	0,6801	0,9172	0,9155
0,5848	1,631	0,6723	0,9121	0,9102
0,5999	1,660	0,6642	0,9067	0,9045
0,6155	1,693	0,6557	0,9008	0,8983
0,6317	1,729	0,6468	0,8944	0,8916
0,6486	1,768	0,6374	0,8873	0,8841
0,6662	1,812	0,6276	0,8766	0,8759
0,6845	1,861	0,6171	0,8710	0,8668
0,7037	1,916	0,6059	0,8614	0,8566
0,7238	1,979	0,5938	0,8507	0,8451
0,7449	2,053	0,5808	0,8386	0,8320
0,7673	2,141	0,5665	0,8246	0,8168
0,7911	2,248	0,5505	0,8082	0,7990
0,8166	2,381	0,5325	0,7887	0,7775
0,8300	2,463	0,5224	0,7774	0,7650
0,8441	2,557	0,5114	0,7647	0,7509
0,8587	2,669	0,4993	0,7504	0,7349
0,8741	2,805	0,4858	0,7338	0,7163
0,8904	2,975	0,4704	0,7144	0,6943
0,9077	3,199	0,4524	0,6909	0,6675
0,9113	3,253	0,4484	0,6856	0,6613
0,9150	3,311	0,4442	0,6799	0,6549
0,9187	3,373	0,4398	0,6740	0,6481
0,9225	3,441	0,4352	0,6678	0,6409
0,9264	3,514	0,4304	0,6612	0,6333
0,9303	3,594	0,4253	0,6542	0,6251
0,9342	3,683	0,4199	0,6467	0,6164
0,9383	3,781	0,4142	0,6387	0,6071

θ	n_a	n_b	n_p	n_δ
0,9425	3,890	0,4080	0,6300	0,5970
0,9467	4,014	0,4014	0,6206	0,5860
0,9511	4,156	0,3942	0,6104	0,5741
0,9556	4,320	0,3864	0,5990	0,5608
0,9601	4,515	0,3777	0,5864	0,5460
0,9649	4,750	0,3680	0,5721	0,5292
0,9698	5,046	0,3568	0,5555	0,5096
0,9749	5,432	0,3436	0,5358	0,4864
0,9803	5,976	0,3273	0,5112	0,4574
0,9861	6,837	0,3058	0,4783	0,4186
0,9923	8,609	0,2722	0,4267	0,3579

с линией действия нормальной нагрузки P ; R_{21} и R_{22} — главные радиусы кривизны второго тела в другой паре взаимно перпендикулярных плоскостей, линия пересечения которых также совпадает с линией действия нагрузки. В общем случае плоскости главных кривизн первого и второго тел k_{11} и k_{21} не совпадают и составляют между собой угол ω . Главная кривизна берется со знаком плюс, если соответствующий центр кривизны расположен внутри рассматриваемого тела. Если же поверхность в рассматриваемой плоскости не выпуклая, а вогнутая, то главная кривизна берется со знаком минус.

Коэффициенты n_a и n_b выбирают по табл. 5.1 в зависимости от вспомогательного аргумента

$$\theta = \frac{1}{\sum k} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})}{\cos 2\omega}}$$

(5.5)

В частном случае, когда плоскости кривизны k_{11} и k_{21} совпадают и угол ω равен нулю (например, для шара с желобом), это выражение упрощается и приобретает вид:

$$\theta = \frac{k_{11} - k_{12} + k_{21} - k_{22}}{\sum k} \quad (5.6)$$

Эшора давлений на площадке контакта представляет собой половину эллипсоида с полуосями a , b и ρ_0 , где ρ_0 — максимальное давление в центре площадки. Следовательно, максимальное давление

$$\rho_0 = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab} \quad (5.7)$$

Оно может быть также найдено и без определения полуосей a и b из зависимости

$$\rho_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum k}{\eta} \right)^2 P} \quad (5.8)$$

где n_p — коэффициент, определяемый из табл. 5.1 по аргументу θ .

В результате упругого деформирования тела сближаются на некоторую величину. Упругое сближение их центров (или точек, достаточно удаленных от места контакта) определяется по формуле

$$\delta = \frac{n_\delta}{2} \sqrt{\frac{9}{4} \eta^2 \sum k P^2} \quad (5.9)$$

где n_δ — коэффициент, выбираемый из табл. 5.1 по аргументу θ .

Размерность приведенных в данных формулах величин принимается удобной для расчетов, обязательной является ее постоянство.

Для некоторых частных случаев эти формулы могут быть приведены к виду, более удобному для практического использования. Так, при контакте двух сферических тел с радиусами R_1 и R_2

$$a = b = 0,9086 \sqrt[3]{\eta P \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}; \quad (5.10)$$

$$\rho_0 = 0,5784 \sqrt[3]{\frac{P}{\eta^2} \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)}; \quad (5.11)$$

$$\delta = 0,8255 \sqrt[3]{(\eta P)^2 \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}. \quad (5.12)$$

В случае контакта двух сферических тел с одинаковыми модулями упругости и $\mu = 0,30$ эти формулы приобретают вид:

$$a = b = 1,109 \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}; \quad (5.10a)$$

$$\rho_0 = 0,388 \sqrt[3]{PE^2 \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)}; \quad (5.11a)$$

$$\delta = 1,231 \sqrt[3]{\left(\frac{P}{E} \right)^2 \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}. \quad (5.12a)$$

Если сферическое тело радиусом R_1 соприкасается со сферической впадиной радиусом $R_2 > R_1$, то в приведенных формулах сумма $(R_1 + R_2)$ заменяется разностью $(R_1 - R_2)$. При контакте сферы радиусом R_1 с плоскостью $R_2 = \infty$ и $a = b = 0,9086 \times \sqrt[3]{\eta P R_1}$, $\rho_0 = 0,5784 \sqrt[3]{P/(\eta^2 R_1^2)}$,

$$\delta = 0,8255 \sqrt[3]{\eta P^2 / R_1}.$$

При $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$

$$a = b = 1,109 \sqrt[3]{PR/E},$$

$$\rho_0 = 0,388 \sqrt[3]{P \frac{E^2}{R^2}},$$

$$\delta = 1,231 \sqrt[3]{\frac{P^2}{E^2 R}}.$$

В случае контакта двух цилиндров со взаимно перпендикулярными осями и одинаковыми радиусами R $a = b = 0,9086 \sqrt[3]{\eta P R}$, $\rho_0 = 0,5784 \times \sqrt[3]{P/(\eta R^2)}$, $\delta = 0,8255 \sqrt[3]{(\eta P)^2 / R}$.

Поскольку пространственная эпюра давлений в общем случае точечного контакта представляет собой полуэллипсоид с полуосями a , b и ρ_0 , то давление p в некоторой произвольной точке площадки контакта с координатами x , y рассчитывают по формуле

$$p = \rho_0 \sqrt{(1 - (x/a)^2 - (y/b)^2)}. \quad (5.13)$$

В центре площадки контакта имеет место всестороннее сжатие:

$$\sigma_x = -\rho_0 [2\mu + (b/a)] / [1 + (b/a)],$$

$$\sigma_y = -\rho_0 [1 + 2\mu (b/a)] / [1 + (b/a)],$$

$$\sigma_z = -\rho_0.$$

Наибольшего значения максимальное касательное напряжение достигает в центральной области рабочей зоны на оси Z на глубине $0,31a$ от поверхности контакта и составляет $(0,32 \dots 0,31) \rho_0$. Меньшие значения касательных напряжений имеют место для соотношений b/a , приближающихся к единице.

На поверхности соприкосновения по концам большой оси площадки контакта касательное напряжение равно нулю, а нормальные напряжения в координатных плоскостях

$$\sigma_x = -\sigma_y = -\rho_0 (1 - 2\mu) \frac{\beta}{e^2} \times \left[1 - \left(\frac{1}{e} \right) \operatorname{arctg} e \right], \quad (5.14)$$

где $\beta = b/a$, $e^2 = 1 - \beta^2$.

По концам малой оси касательное напряжение также равно нулю, а нормальные напряжения

$$\sigma_x = -\sigma_y = -\rho_0 (1 - 2\mu) (\beta/e^2) \times \left[1 - (\beta/e) \operatorname{arctg} (e/\beta) \right]. \quad (5.15)$$

По концам большой оси эллипса нормальные напряжения достигают наибольшей величины $\sigma_x = -\sigma_y = 0,14p_0$ при $\beta = 0,6$, а по концам малой оси их максимальное значение $\sigma_x = -\sigma_y = 0,133p_0$ достигается при $\beta = 1$.

В центре круговой площадки контакта действуют следующие напряжения: $\sigma_3 = \sigma_z = -p_0$; $\sigma_1 = \sigma_2 = -\{(1 + 2\mu)/2\} p_0$.

При $\mu = 0,3$, $\sigma_3 = -p_0$, $\sigma_1 = \sigma_2 = -0,8p_0$, $\tau_{\max} = 0,1p_0$. На контуре площадки контакта действует наибольшее растягивающее напряжение, направленное по радиусу, $\sigma_1 = \{(1 - 2\mu)/3\} p_0 = 0,133p_0$ (для $\mu = 0,3$). Второе главное напряжение $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Третье главное напряжение является сжимающим, действует по касательной к контуру площадки контакта: $\sigma_3 = \{(1 - 2\mu)/3\} p_0 = -0,133p_0$ (для $\mu = 0,30$). Максимальное касательное напряжение на контуре $\tau_{\max} = \{(1 - 2\mu)/3\} p_0 = 0,133p_0$. Наибольшего значения максимальное касательное напряжение достигает в точке, лежащей на центральной оси OZ на глубине $z = 0,47a$ и равно $0,31p_0$.

При линейном контакте давление поперек площадки контакта распределяется также по эллиптическому закону. Следовательно,

$$p_0 = \frac{2q}{\pi b}, \quad (5.16)$$

где $q = P/l$ — погонная нагрузка; P — общая нормальная нагрузка на контакте; l — длина контакта; b — полуширина площадки контакта.

Нормальное давление в точке с ординатой y (рис. 5.2)

$$p = p_0 \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}}. \quad (5.17)$$

Полуширина площадки контакта

$$b = 1,128 \sqrt{\eta q \frac{R_1 R_2}{R_2 \pm R_1}}. \quad (5.18)$$

Знак «+» берется для двух цилиндров радиусами R_1 и R_2 , а знак «-» — для цилиндра радиусом R_1 с цилиндрической впадиной радиусом $R_2 \gg$

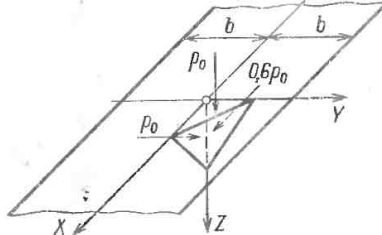


Рис. 5.2. Напряжения на линейной площадке контакта

$\geq 1,05R_1$. Подставляя (5.18) в (5.16), получим

$$p_0 = 0,5642 \sqrt{\frac{q}{\eta} \frac{R_2 \pm R_1}{R_1 R_2}}. \quad (5.19)$$

Если $E_1 = E_2$ и $\mu_1 = \mu_2 = 0,30$, то

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{q}{E} \frac{R_1 R_2}{R_2 \pm R_1}}; \quad (5.18a)$$

$$p_0 = 0,418 \sqrt{qE \frac{R_2 \pm R_1}{R_1 R_2}}. \quad (5.19a)$$

В этом случае для контакта цилиндр—плоскость

$$b = 1,522 \sqrt{qR/E}$$

и

$$p_0 = 0,418 \sqrt{qE/R}. \quad (5.19b)$$

Упругое сближение осей двух цилиндров в общем случае

$$\delta = \frac{2q}{\pi} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2R_1}{b} + 0,407 \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{2R_2}{b} + 0,407 \right) \right]. \quad (5.20)$$

Хорошее совпадение расчета с экспериментом дает следующая эмпирическая формула, применимая для всех случаев линейного контакта стальных тел, в том числе и при сжатии цилиндра с плоскостью:

$$\delta = \frac{q}{3,8 \cdot 10^4}, \quad (5.21)$$

где δ — в мм, q — в Н/мм.

В произвольной точке, расположенной на глубине z на плоскости, перпендикулярной к площадке контакта

и проходящей через среднюю линию этой площадки (см. рис. 5.2),

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -\rho_0 2\mu \left[\sqrt{1 + (z/b)^2} - (z/b) \right], \\ \sigma_y &= -\rho_0 \left[\frac{1 + 2(z/b)^2}{\sqrt{1 + (z/b)^2}} - 2(z/b) \right], \\ \sigma_z &= -\frac{\rho_0}{\sqrt{1 + (z/b)^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.21a)$$

На поверхности контакта при $y = z = 0$

$$\sigma_x = -2\mu\rho_0, \quad \sigma_y = \sigma_z = -\rho_0.$$

Наибольшее касательное напряжение $\tau_{\max} = 0,3\rho_0$ возникает в плоскости XZ на глубине $z = 0,78b$ и действует по двум взаимно перпендикулярным площадкам, нормальным к плоскости YOZ и расположенным под углом 45° к оси OZ .

Расчет контактных напряжений в некоторых случаях может быть затруднен отсутствием данных об упругих характеристиках материалов сжимаемых тел. В особенной степени это относится к материалам с ярко выраженной несовершенной упругостью, для которых условный модуль упругости может зависеть от уровня напряженности, вида и частоты нагружения и т. д. В этих случаях упругая постоянная η может быть определена путем измерения площадки контакта, полученной при заданной нагрузке, с дальнейшим обратным пересчетом по приведенным выше формулам. Наиболее удобным для такого эксперимента является контакт сферы с плоскостью. Упругая постоянная данной пары материалов определяется из зависимости

$$\eta = \frac{(2a)^3}{6PR}, \quad (5.22)$$

где $2a$ — диаметр площадки контакта, полученной при сжатии силой P , сферы радиусом R с плоским образцом.

Измерение может быть выполнено на инструментальном микроскопе и его следует вести по внутренней границе ореола, окружающего площадку контакта. При диаметре площадки 4...5 мм вполне достаточно, чтобы параметр шероховатости поверхности

соответствовал 8-му классу. Если же детали сделаны из одного и того же материала и $\mu_{1,2} = 0,3$, то

$$E = \frac{10,88PR}{(2a)^3}. \quad (5.23)$$

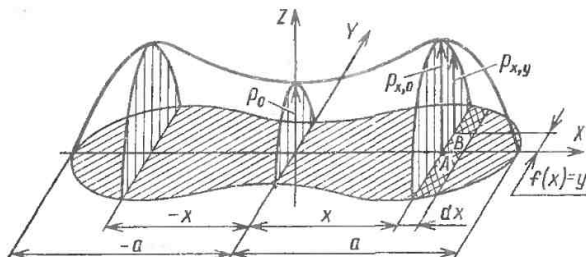
Для получения более точных результатов рекомендуется снять несколько отпечатков при различных нагрузках, определить модуль упругости как среднее из отдельных расчетных его значений. После превышения некоторой определенной для данных условий и материала величины нагрузки начинается пластическое течение материала, которое выражается в уменьшении расчетного значения модуля упругости при определении его по приведенным выше формулам. Эти значения в расчет принимать не следует. Для снятия площадок контакта на поверхность одной из деталей (в данном случае предпочтительно на плоскую) наносится тонкий слой копоти; может быть использовано также медное покрытие с изменяющейся отражательной способностью на поверхности, находившейся под нагрузкой.

Расчет для тел качения сложного профиля

Описанные решения контактной задачи относятся к случаям соприкосновения тел с поверхностями постоянной (в каждой из главных плоскостей) кривизны, когда площадка контакта имеет форму полоски либо эллипса. Но при сжатии, например, шара с желобом некругового профиля или двух роликов, если образующая хотя бы одного из них имеет переменную кривизну, площадка контакта имеет форму, отличную от указанных. Такой случай является типичным, поскольку поверхности деталей вследствие изнашивания и пластических деформаций во многих случаях уже вскоре после начала работы приобретают форму, отличную от исходной, и все дальнейшее время работают при условиях контакта, отличных от заданных.

Если расчет ведется для деталей, площадка контакта которых может быть измерена, контактные давления

Рис. 5.3. Распределение давления на площадке контакта сложной формы



с достаточной точностью можно определить следующим образом. Площадка контакта (рис. 5.3) разбивается на n полос протяженностью l , измеряется полуширина b_i в среднем сечении каждой из них. Приняв, что полоса является участком линейного контакта, давление в средней ее точке (при $y = 0$) можно определить из зависимости [5.2, 5.3]

$$(p_i)_0 = \frac{2Pb_i}{\pi l \sum_{i=1}^n b_i^2}, \quad (5.24)$$

где P — общая нагрузка на контакте.

Поскольку в плоскости качения тела имеют постоянную кривизну и, следовательно, в направлении оси OY давление распределено по эллиптическому закону, то

$$(p_i)_y = (p_i)_0 \sqrt{1 - y^2/b^2}. \quad (5.25)$$

Если по нескольким характерным точкам определить функцию $b_x = f(x)$ (при симметричной относительно оси OY площадке достаточно трех-четырёх точек), то зависимости (5.24), (5.25) приобретают более общий вид:

$$p_{x0} = \frac{2Pb_x}{\pi \int_{-a_1}^{a_2} b_x^2 dx}; \quad (5.26)$$

$$p_{xy} = p_{x0} \sqrt{1 - y^2/b^2}, \quad (5.25a)$$

где a_1, a_2 — длина площадки слева и справа от оси OY .

Для эллиптической площадки контакта с полуосями a и b $x^2/a^2 + y^2/b^2 = 1$. В этом случае $y = b_x$,

откуда $b_x = b \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}$ и

$\int_{-a_1}^{a_2} b_x^2 dx = 4ab^2/3$. После подстановки этих результатов в (5.25a) и (5.26) получим:

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab}; \quad (5.26a)$$

$$p_{xy} = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}. \quad (5.256)$$

Для линейного контакта $b_x = b$, $a = l/2$, где l — длина ролика. Следовательно,

$$p_0 = \frac{2Pb}{\pi \int_{-a_1}^{a_2} b_x^2 dx} = \frac{2P}{\pi b}, \quad (5.24a)$$

т. е. в обоих случаях получаем известные формулы Герца—Беляева.

Если задана только форма поверхности, то контактная задача применима только к упругим телам качения с профилями переменной кривизны может быть решена методом конечных элементов (5.2) на основе зависимости Буссинеску:

$$W = \frac{1 - \mu^2}{\pi E} \frac{P}{r}, \quad (5.27)$$

где W — нормальная к поверхности сжимаемого тела деформация в рассматриваемой точке; E, μ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала; P — нагрузка, перпендикулярная к поверхности на расстоянии r от заданной точки.

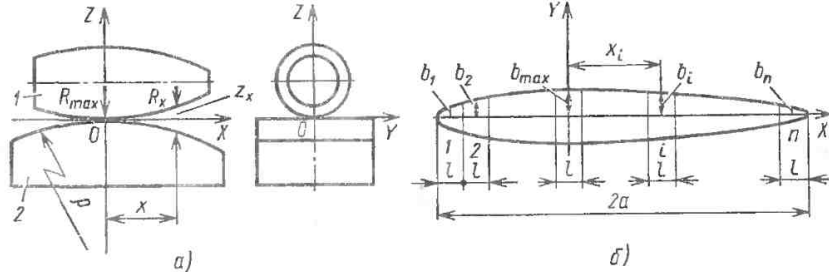


Рис. 5.4. Общий случай контакта двух упругих тел:
 а — физическая модель; б — область соприкосновения

Рассмотрим случай контакта бочкообразного ролика 1 (рис. 5.4, а) с радиусом кривизны

$$R_x = \frac{R_{1x}R_{2x}}{R_{1x} + R_{2x}}, \quad (5.28)$$

где R_{1x} , R_{2x} — радиусы кривизны реальных сжимаемых тел в плоскости качения, параллельной плоскости YOZ на расстоянии x от точки начального контакта, и цилиндра 2 с некоторым переменным радиусом ρ , выбранным таким образом, что зазоры z_x между телами 1 и 2 в плоскости XOZ равны зазорам между сжимаемыми телами в той же плоскости. Образующие цилиндра 2 параллельны оси OY . Предполагаемую область контакта (рис. 5.4, б) разбиваем на n полос линиями, параллельными оси OY и расположенными друг от друга на расстоянии l . Каждую полосу рассматриваем как участок линейного контакта двух цилиндров с параллельными осями. Полоса максимальной ширины, в пределах которой располагается точка начального контакта или зона концентрации давления, симметрична оси OY . Ширина полосы $l = hb_{расч}$. Для сравнительно длинных площадок контакта (с соотношением осей более 6) при отсутствии на профиле особых точек полагаем $h = 1$. В первом приближении принимаем $b_{расч}$ равным половине малой оси площадки контакта двух круговых цилиндров со взаимно перпендикулярными осями, радиус одного из которых равен R_{max} , а второго — некоторому усредненному радиусу R_2 , получен-

ному исходя из среднего значения зазора z_x сред на расстоянии $0,2R_{max}$ справа и слева от точки начального контакта, т. е.

$$R_2 = \frac{0,2R_{max}^2}{z_x \text{ сред}}, \quad (5.29)$$

Общее число полос n выбирается таким, чтобы величина nl была заведомо больше предполагаемой длины площадки контакта. В пределах каждой полосы полагаем погонную нагрузку вдоль оси OX постоянной, а распределение ее вдоль оси OY , происходящим по эллиптическому закону (поскольку кривизна обеих поверхностей в плоскости YOZ постоянна).

Контактная задача решается путем последовательного определения суммарной упругой деформации, возникающей в центре каждой из полос (точка А, рис. 5.5) под действием всей нагрузки в зоне контакта, и приравнивания ее сближению сжимаемых тел в этих точках [5.2]. В результате получим систему из n уравнений вида:

$$\sum_{j=1}^{i-1} f_m \frac{b_j^2}{R_j} + f_0 \frac{b_i l}{R_i} + \sum_{j=i+1}^n f_m \frac{l_j^2}{R_j} = \delta - z_i, \quad (5.30)$$

где i — номер полосы, в центре которой данным уравнением определяется деформация $\delta - z_i$; l — текущий ин-

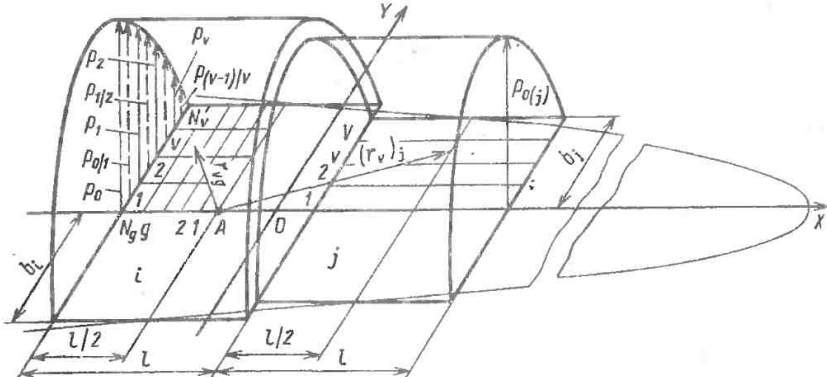


Рис. 5.5. Элемент области контакта

мер полосы; b_i, b_j — полуширина площадки контакта в среднем сечении полос i, j ; R_i, R_j — радиусы кривизны первого тела в сечении, параллельном плоскости YOZ и проходящем через середину полос i, j [см. зависимость (5.28)]; δ — упругое сближение сжимаемых тел; z_1 — исходный зазор между поверхностями в среднем сечении полосы i в плоскости XOZ ; f_0, f_m — коэффициенты влияния, отражающие роль нагрузки, распределенной соответственно на рассматриваемой полосе i и полосе с текущим номером j в образовании деформации в точке A (см. рис. 5.5); $m = |j - i|$;

$$f_0 = \frac{1}{6\pi N_v N_g} \sum_{v=1}^{N_v} \bar{Q}_v \sum_{g=1}^{N_g} \frac{1}{\bar{r}_{vg}}, \quad (5.31)$$

$$f_m = \frac{1}{6\pi N_v} \sum_{v=1}^{N_v} \frac{\bar{Q}_v}{(\bar{r}_v)_j}, \quad (5.32)$$

где $\bar{Q}_v = \sqrt{1 - [(v-1)/N_v]^2} +$
 $+ 4\sqrt{1 - [(2v-1)/(2N_v)]^2} +$
 $+ \sqrt{1 - (v/N_v)^2}$;

$$\bar{r}_{vg} = \sqrt{\frac{[(2v-1)/(2hN_v)]^2 +}{+ [(2g-1)/(4N_g)]^2}}$$

$$(\bar{r}_0) = \sqrt{m^2 + [(2v-1)/(2hN_v)]^2}$$

N_v — число участков, на которые разделена половина полосы площадки контакта в вертикальном направлении; N_g — число подполос, на которые разделена четверть полосы в горизонтальном направлении; $h = l/b_{расч}$.

Необходимо определить δ и n значений b_i . Для этого систему из n уравнений (5.30) дополняем $(n+1)$ -уравнением, которое находим из условия равенства приложенной к телам нагрузки и суммы нагрузок на всех участках контакта, т. е.

$$P = l \sum_{i=1}^n \frac{b_i^2}{1,272\eta R_i}. \quad (5.33)$$

Решив полученную систему уравнений, определяем форму контакта и величину упругого сближения. Если при решении будут получены отрицательные значения b_i^2 для одной (или нескольких) крайних полос, их исключают, приняв $b_i = 0$, и повторяют расчет до получения решения, при котором все корни b_i будут рациональными. Если полученное в результате расчета для точечного контакта значение b_{max} существенно (более 15%) отличается от принятого значения $b_{расч}$, расчет повторяют при скорректированном значении последнего.

по многих случаях площадь контакта на 80...90% своей длины сравнительно мало (на 10—20%) изменяется по ширине. В этих случаях полученную нелинейную систему уравнений (5.30), (5.33) можно линеаризовать, заменив во втором члене уравнений (5.30) l на b_i , что, как показали расчеты, дает незначительную погрешность. Уравнение (5.30) приобретает вид:

$$\sum_{i=1}^{i-1} f_m \frac{b_i^2}{R_j} + f_0 \frac{b_i^2}{R_i} +$$

$$+ \sum_{j=i+1}^n f_m \frac{b_j^2}{R_j} = \delta - z_i. \quad (5.30a)$$

Как и при решении системы (5.30), дополнительным $(k+1)$ -уравнением в этой системе является уравнение (5.33).

Если принять $h=1$, $N_\sigma=4$ и $N_g=5$, что для большинства случаев позволяет получить достаточную точность, то коэффициенты влияния будут иметь следующие значения:

m	0	1	2	3	4	5	6
f_m	0,6185	0,2252	0,1202	0,0815	0,0620	0,0496	0,0413

Для $m \geq 4$ можно с относительной погрешностью менее 0,3% принять

$$f_m = \frac{0,248}{m}. \quad (5.34)$$

В случаях сравнительно короткой ($a \leq 9b_{\max}$) и симметричной относительно малой оси площадки контакта может быть использована система уравнений, полученная описанным способом при $h=1$, $N_\sigma=4$, $N_g=5$. Здесь полоса с индексом 0 расположена симметрично относительно оси OY , и в каждом из уравнений для упрощения принято $R_j = R_i$.

Если выбранное число полос больше действительного (например, полоса $i=9$ лежит за пределами зоны контакта), то соответствующее значение $\delta - z_9$ имеет отрицательный знак и, как минимум, одно из значений b_i^2 меньше нуля. В этом случае необходимо уменьшить выбранное число полос, приняв $i=8$, и повторить решение, используя сначала уравнения (5.35)—(5.43) и уравнение (5.45), полагая в них $b_9=0$, затем принять $i=7$ и использовать уравнения (5.35)—(5.42) и (5.45) при $b_8=b_9=0$ и т. д. до получения решения, при котором все корни будут рациональными.

$$0,6185b_0^2 + 0,4504b_1^2 + 0,2404b_2^2 + 0,1630b_3^2 + 0,1240b_4^2 + 0,0992b_5^2 + 0,0826b_6^2 + 0,0708b_7^2 + 0,0620b_8^2 + 0,0550b_9^2 = R_0\delta; \quad (5.35)$$

$$0,2252b_0^2 + 0,7387b_1^2 + 0,3067b_2^2 + 0,1822b_3^2 + 0,1311b_4^2 + 0,1033b_5^2 + 0,0850b_6^2 + 0,0723b_7^2 + 0,0629b_8^2 + 0,0558b_9^2 = R_1(\delta - z_1); \quad (5.36)$$

$$0,1202b_0^2 + 0,3067b_1^2 + 0,6805b_2^2 + 0,2748b_3^2 + 0,1615b_4^2 + 0,1169b_5^2 + 0,0930b_6^2 + 0,0771b_7^2 + 0,0661b_8^2 + 0,0579b_9^2 = R_2(\delta - z_2); \quad (5.37)$$

$$0,0815b_0^2 + 0,1822b_1^2 + 0,2748b_2^2 + 0,6598b_3^2 + 0,2606b_4^2 + 0,1512b_5^2 + 0,1090b_6^2 + 0,6868b_7^2 + 0,0721b_8^2 + 0,0619b_9^2 = R_3(\delta - z_3); \quad (5.38)$$

$$0,0620b_0^2 + 0,1311b_1^2 + 0,1615b_2^2 +$$

$$+ 0,2606b_3^2 + 0,6495b_4^2 + 0,2527b_5^2 +$$

$$+ 0,1450b_6^2 + 0,1040b_7^2 + 0,0826b_8^2 +$$

$$+ 0,0686b_9^2 = R_4 (\delta - z_4); \quad (5.39)$$

$$0,0496b_0^2 + 0,1033b_1^2 + 0,1169b_2^2 +$$

$$+ 0,1512b_3^2 + 0,2527b_4^2 + 0,6433b_5^2 +$$

$$+ 0,2477b_6^2 + 0,1408b_7^2 + 0,1005b_8^2 +$$

$$+ 0,0796b_9^2 = R_5 (\delta - z_5); \quad (5.40)$$

$$0,0413b_0^2 + 0,0850b_1^2 + 0,0930b_2^2 +$$

$$+ 0,1090b_3^2 + 0,1450b_4^2 + 0,2477b_5^2 +$$

$$+ 0,6391b_6^2 + 0,2442b_7^2 + 0,1378b_8^2 +$$

$$+ 0,0980b_9^2 = R_6 (\delta - z_6); \quad (5.41)$$

$$0,0354b_0^2 + 0,0723b_1^2 + 0,0771b_2^2 +$$

$$+ 0,0868b_3^2 + 0,1040b_4^2 + 0,1408b_5^2 +$$

$$+ 0,2442b_6^2 + 0,6361b_7^2 + 0,2417b_8^2 +$$

$$+ 0,1357b_9^2 = R_7 (\delta - z_7); \quad (5.42)$$

$$0,0310b_0^2 + 0,0629b_1^2 + 0,0661b_2^2 +$$

$$+ 0,0721b_3^2 + 0,0826b_4^2 + 0,1005b_5^2 +$$

$$+ 0,1378b_6^2 + 0,2417b_7^2 + 0,6340b_8^2 +$$

$$+ 0,2397b_9^2 = R_8 (\delta - z_8); \quad (5.43)$$

$$0,0275b_0^2 + 0,0558b_1^2 + 0,0579b_2^2 +$$

$$+ 0,0619b_3^2 + 0,0686b_4^2 + 0,0796b_5^2 +$$

$$+ 0,0980b_6^2 + 0,1357b_7^2 + 0,2397b_8^2 +$$

$$+ 0,6322b_9^2 = R_9 (\delta - z_9); \quad (5.44)$$

$$b_0^2 + 2(b_1^2 + b_2^2 + b_3^2 + b_4^2 + b_5^2 + b_6^2 +$$

$$+ b_7^2 + b_8^2 + b_9^2 + b_n^2) = 1,272\eta R_0 P / l; \quad (5.45)$$

$$0,0322b_0^2 + 0,0656b_1^2 + 0,0691b_2^2 +$$

$$+ 0,0758b_3^2 + 0,0879b_4^2 + 0,1084b_5^2 +$$

$$+ 0,1542b_6^2 + 0,3009b_7^2 + 0,7091b_8^2 =$$

$$= R_8 (\delta - z_8); \quad (5.46)$$

$$0,0286b_0^2 + 0,0578b_1^2 + 0,0602b_2^2 +$$

$$+ 0,0648b_3^2 + 0,0722b_4^2 + 0,0848b_5^2 +$$

$$+ 0,1057b_6^2 + 0,1519b_7^2 + 0,2989b_8^2 +$$

$$+ 0,7073b_9^2 = R_9 (\delta - z_9). \quad (5.47)$$

В случае необходимости определения большой полуоси площадки контакта с точностью до $0,5b_0$ при конечном значении $i = 7$ (для которого все корни рациональны) в систему входят уравнения (5.35)—(5.42), (5.45) и (5.46) ($b_9 = b_9 = 0$), а при $i = 8$ — уравнения (5.35)—(5.43), (5.45) и (5.47) ($b_9 = 0$). Здесь b_n — полуширина посередине конечного участка площадки, размер которого в направлении большой полуоси меньше или равен $0,5b_0$.

После определения размеров площадки контакта напряжения на ней рассчитывают по уравнениям (5.24), (5.25).

В ходе приведенного решения сделано несколько допущений: погонная нагрузка в пределах каждой из полос принята постоянной; при определении расстояний $r_{ог}$ (см. рис. 5.5) величина b_i заменена на l/h ; давление на каждом из элементов полосы принято сосредоточенным в его центре. Чтобы определить приемлемость указанных допущений и вносимую ими погрешность, были выполнены по предлагаемой методике расчеты для нескольких конкретных случаев контакта стальных закаленных деталей, для которых либо имелись экспериментально определенные размеры площадки контакта, либо решение могло быть получено на основе теории Герца—Беляева.

В табл. 5.2 приведены значения полуширины площадки контакта b_x на различном удалении x от ее малой оси, полученные по формулам Герца—Беляева и рассчитанные по предлагаемой методике, а также экспериментальные данные для случаев контакта шара $\varnothing 50,8$ мм с прямолинейной направляющей, имевшей желоб кругового профиля с радиусом 26,16 мм. Здесь же показаны величины сближения δ . Значения ρ_0 экспер соответствуют значениям ρ_0 макс, полученным по описанной выше методике с использованием экс-

б.2. Расчетные и экспериментальные данные по величине площади контакта δ_x и величины сближения δ для случая контакта шара $\varnothing 50,8$ мм с круговым желобом ($R_{ж} = 26,16$ мм) прямолинейной направляющей (сталь—сталь)

$P = 120$ кН				$P = 150$ кН			
λ , мм	δ_x , мм			λ , мм	δ_x , мм		
	расчет по формулам Герца—Беляева	расчет по (б.33)	эксперимент		расчет по формулам Герца—Беляева	расчет по (б.33)	эксперимент
0	1,364	1,403	1,40	0	1,470	1,518	1,48
1,4	1,356	1,395	1,38	1,5	1,462	1,509	1,47
2,8	1,332	1,371	1,35	3,0	1,436	1,483	1,45
4,2	1,292	1,329	1,30	4,5	1,393	1,439	1,40
5,6	1,233	1,267	1,24	6,0	1,331	1,369	1,34
7,0	1,154	1,177	1,15	7,5	1,246	1,273	1,24
8,4	1,048	1,049	1,02	9,0	1,133	1,131	1,13
9,8	0,907	0,853	0,87	10,5	0,983	0,911	0,96
11,2	0,710	0,230	0,63	12,0	0,776	0,092	0,68
11,9	0,570	0	0,23	13,5	0,434	0	0
a , мм	13,12	11,50	12,52	a , мм	14,13	12,20	13,24
δ , мм	0,135	0,131	0,135	δ , мм	0,157	0,153	0,158
ρ_0 , ГПа	3,20	3,37	3,27	ρ_0 , ГПа	3,45	3,66	3,66

б.3. Характеристики контакта ролика с плоскостью

Параметр	Q , кН			
	30	60	90	200
<i>Эксперимент</i>				
b_{\max} , мм	0,54	0,78	0,88	1,35
$b_{\text{сред}}$, мм	0,40	0,57	0,68	1,00
δ , мм	0,024	0,042	0,064	0,126
<i>Расчет</i>				
b_{\max} , мм	0,534	0,766	0,921	1,383
$b_{\text{сред}}$, мм	0,387	0,556	0,673	0,989
δ , мм	0,0212	0,0434	0,0620	0,1162

периментальные значения $b_{\text{ж}}$. Аналогичные расчеты были выполнены для случаев контакта шара с желобом сложного профиля и также показали близкое совпадение с экспериментом.

В табл. 5.3 приведены расчетные и экспериментальные характеристики контакта стального ролика диаметром 40 мм, длиной цилиндрической части 40 мм и скосами под углом 8° , с плоской стальной деталью. Здесь $b_{\text{ср}}$ и $b_{\text{тах}}$ — полуширина площадки контакта в средней ее части и по концам.

Приведенные данные свидетельствуют о приемлемости упомянутых выше допущений и достаточной точности описанной методики.

Описанное решение является менее трудоемким по сравнению с традиционным методом конечных элементов, поскольку предложенная система содержит в несколько десятков раз меньше уравнений. Их число зависит от соотношений $l/b_{\text{расч}}$, которое может варьироваться в соответствии с формой площадки контакта. Для более сложных по форме и коротких площадок его целесообразно принимать меньшим единицы, для более простых и длинных — большим единицы.

5.1.3. Усилия в подшипниках

Для расчета контактных напряжений необходимо знать распределение по телам качения приложенной к подшипнику нагрузки. Оно зависит от конструкции подшипника, радиального зазора и характера нагружения. В радиальном беззазорном шарикоподшипнике радиальная нагрузка F_r воспринимается телами качения, расположенными в пределах нагруженной зоны с центральным углом $\varphi = \pi$. Усилие на наиболее нагруженном шарике

$$P = 4,37 F_r / Z, \quad (5.48)$$

где Z — число шариков в подшипнике.

При наличии зазора угол нагруженной зоны $\varphi < \pi$ и нагрузка по телам качения перераспределяется. В инженерных расчетах для реальных подшипников обычно принимают

$$P = 5 F_z / Z. \quad (5.49)$$

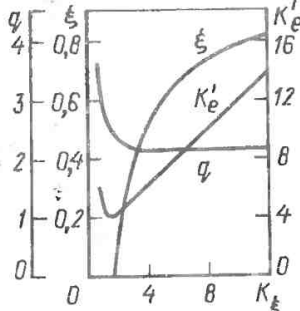


Рис. 5.6. Зависимость величин ξ , K'_e и q от параметра K_ξ

Более точно

$$P = 4,37 \left(1 + 40 \frac{g}{D_w} \right) \frac{F_r}{Z}, \quad (5.50)$$

где g — радиальный зазор (точнее, радиальная игра); D_w — диаметр шарика.

Для радиально-упорного подшипника с осевой нагрузкой F_a и радиальной F_r

$$P = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} + q \frac{F_r}{Z \cos \alpha} = K'_e \frac{F_r}{Z \cos \alpha}, \quad (5.51)$$

где α — комплекточный угол контакта,

$$\alpha = \arccos \left(1 - \frac{0,5g}{r_e + r_i - D_w} \right);$$

r_e и r_i — радиусы желобов наружного и внутреннего подшипников; q , K'_e — коэффициенты, определяемые по графикам, приведенным на рис. 5.6, в зависимости от параметра $K_\xi = (F_a/F_r) \operatorname{ctg} \alpha$. При $K_e \geq 1,67$ угол нагруженной зоны в радиально-упорном подшипнике равен 2π .

В цилиндрическом роликоподшипнике

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } g = 0 \quad P = 4 \frac{F_r}{Z}; \\ \text{при } g > 0 \quad P = 4,6 \frac{F_r}{Z}. \end{array} \right\} (5.52)$$

В упорном шарикоподшипнике все тела качения нагружены одинаково, если приложенная к нему нагрузка направлена по его оси. В этом случае

$$P = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad (5.53)$$

При эксцентрично приложенной осевой силе нагрузка между шариками перераспределяется. Если эксцентриситет точки приложения нагрузки $\varepsilon = 0,6r_m$ (r_m — средний радиус подшипника по центрам шариков), то один из шариков однорядного подшипника с углом контакта $\alpha = 90^\circ$ полностью разгружается, а наибольшая нагрузка P_{\max} приходится на диаметрально противоположный шарик и равна $2,36F_a/Z$. При $\varepsilon = 0,8r_m$ нагрузку несет половина шариков и $P_{\max} = 3,6F_a/Z$. При $\varepsilon = r_m$ нагружен только один шарик, т. е. $P_{\max} = F_a$.

5.1.4. Упругие деформации подшипников

Вопрос о величине и направлении упругих деформаций в подшипниках является весьма сложным и относится не столько к прочности самого подшипника, сколько к условиям работы узла в целом, в связи с чем освещается в справочной литературе относительно редко. Жесткость опоры, однако, во многих случаях играет существенную роль (например, в передачах с зацеплением Новикова, точных приборах, опорах поворотных механизмов и т. д.). Зная распределение нагрузки по телам качения, их размеры и материал, эти деформации можно найти по приведенным выше формулам (5.30)–(5.47). А. Пальмгреном [5.4] даны упрощенные формулы для нескольких наиболее часто встречающихся случаев.

Если на подшипник одновременно действуют радиальная F_r и осевая F_a нагрузки, то их равнодействующая будет направлена к плоскости вращения подшипника под углом $\psi = \arctg(F_a/F_r)$. Радиальная и осевая жесткости подшипника неодинаковы из-за разного числа тел качения, воспринимающих нагрузку в осевом

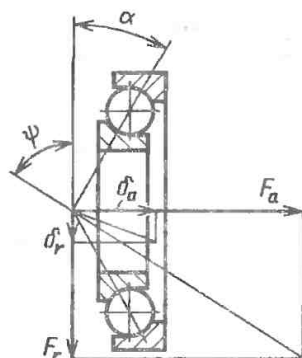


Рис. 5.7. Относительное упругое смещение колец подшипника под действием комбинированной нагрузки

и радиальном направлениях. Поэтому в общем случае направление равнодействующей не совпадает с направлением смещения внутреннего кольца относительно наружного (рис. 5.7). Если подшипник не имеет зазора, а угол контакта α постоянен и больше нуля, то отношение осевого смещения к радиальному δ_a/δ_r (или обратное ему δ_r/δ_a) можно определить по диаграмме, представленной на рис. 5.8. Отрицательные значения δ_a/δ_r указывают на то, что при данном соотношении $\tg \alpha/\tg \psi$ осевая составляющая, которая в радиально-упорном под-

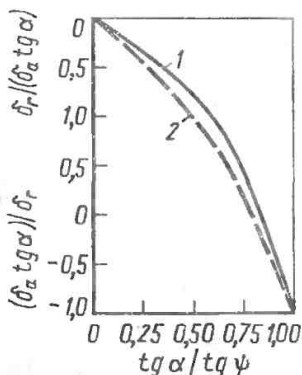


Рис. 5.8. Соотношение деформаций в подшипнике:
1 — при точечном контакте; 2 — при линейном контакте

шипнике возникает под действием радиальной нагрузки, становится больше осевой нагрузки F_a , а внутреннее кольцо смещается в направлении от плоскости расположения центров тел качения. Это происходит при $\operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \psi > 0,823$ для точечного контакта и $\operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \psi > 0,785$ для линейного. При равенстве соотношения $\operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \psi$ этим величинам (0,823 и 0,785) смещение в радиально-упорном подшипнике происходит только в радиальном направлении. Смещение только в осевом направлении происходит при $F_r = 0$, когда $\psi = 90^\circ$ и согласно диаграмме $\operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \psi = 0$, $\delta_r / \delta_a = 0$ и $\delta_r = 0$, что соответствует физической сущности явления. Вычислив нагрузку P на наиболее нагруженном теле качения, смещение (мм) центра стального подшипника в результате упругой его деформации под действием нагрузки, при которой эта деформация происходит только в радиальном направлении, можно определить по следующим приближенным формулам:

для самоустанавливающихся (сферических) шарикоподшипников

$$\delta_r = \frac{0,0032}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{P^2}{D_w}}; \quad (5.54)$$

для шарикоподшипников с глубоким желобом и угловым контактом

$$\delta_r = \frac{0,002}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{P^2}{D_w}}; \quad (5.55)$$

для роликоподшипников при точечном контакте роликов с одним кольцом и линейном контакте с другим

$$\delta_r = \frac{0,001}{\cos \alpha} \sqrt[4]{\frac{P^3}{l_w^2}}; \quad (5.56)$$

для роликоподшипников при линейном контакте роликов с обоими кольцами

$$\delta_r = \frac{0,0006}{\cos \alpha} \frac{P^{0,9}}{l_w^{0,8}}, \quad (5.57)$$

где D_w — диаметр тела качения; l_w — длина ролика (без фасок).

Осевое смещение оси подшипника, вызванное его упругой деформацией, при чисто осевом нагружении может

быть приближенно определено по следующим формулам:

для самоустанавливающихся шарикоподшипников

$$\delta_a = \frac{0,0032}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{P^2}{D_w}}; \quad (5.58)$$

для радиально-упорных шарикоподшипников

$$\delta_a = \frac{0,002}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{P^2}{D_w}}; \quad (5.59)$$

для роликоподшипников при точечном контакте роликов с одним кольцом и линейном контакте с другим

$$\delta_a = \frac{0,001}{\sin \alpha} \sqrt[4]{\frac{P^3}{l_w^2}}; \quad (5.60)$$

для роликоподшипников при линейном контакте роликов с обоими кольцами

$$\delta_a = \frac{0,0006}{\sin \alpha} \frac{P^{0,9}}{l_w^{0,8}}; \quad (5.61)$$

для упорных шарикоподшипников

$$\delta_a = \frac{0,0024}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{P^2}{D_w}}. \quad (5.62)$$

При определении общего смещения оси подшипника необходимо учесть также его внутренний зазор и деформацию корпуса, в котором он смонтирован. На точность вращения нагруженных подшипников влияет их жесткость, которая имеет тот же порядок, что и жесткость валов. Зависимость деформации от нагрузки при контактом нагружении нелинейна из-за увеличения размеров площадки контакта под действием нагрузки. Поэтому для увеличения жесткости подшипника целесообразно создать некоторое предварительное нагружение путем взаимного смещения колец с помощью затяжных гаек, пружин или втулок разной высоты, помещаемых между внутренними и наружными кольцами спаренных подшипников. Необходимая величина силы предварительного натяга подшипника F_{a0} определяется из условия, чтобы после

приложении полезной нагрузки в нем не образовывался зазор:

$$F_{a,0} \geq 1,58F_r \operatorname{tg} \alpha \pm 0,5F_a \quad (5.63)$$

где знак «+» принимается, если внешняя осевая сила F_a ослабляет натяг, знак «-» — если увеличивает.

5.1.5. Кинематика подшипника

Примем, что вращаются оба кольца подшипника и угол контакта $\alpha \neq 0$. Обозначим: n_i , n_e — частоты вращения соответственно внутреннего и наружного колец, об/мин; n_m — частота вращения сепаратора с комплектом тел качения, об/мин; n_w — частота вращения тела качения относительно собственной оси, об/мин; n_{mi} — частота вращения комплекта тел качения относительно внутреннего кольца, об/мин; n_{em} — частота вращения наружного кольца относительно комплекта тел качения, об/мин; d_m — средний диаметр подшипника (по центрам тел качения), мм; D_w — диаметр тела качения, мм.

Приняв, что проскальзывание тел качения относительно колец отсутствует и чистое качение шарика по желобу происходит лишь в точках, соответствующих положению его мгновенной оси вращения, получим:

$$n_m = 0,5n_i \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right) + 0,5n_e \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right); \quad (5.64)$$

$$n_{mi} = 0,5(n_e - n_i) \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right); \quad (5.65)$$

$$n_{em} = 0,5(n_e - n_i) \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right); \quad (5.66)$$

$$n_w = 0,5 \frac{d_m}{D_w} (n_e - n_i) \times \left[1 - \left(\frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right)^2 \right]. \quad (5.67)$$

Если вращается лишь внутреннее кольцо со скоростью $n_i = n$, то полу-

ченные формулы приобретают следующий вид:

$$n_m = -n_{em} = 0,5n \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right); \quad (5.68)$$

$$n_{mi} = -0,5n \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right); \quad (5.69)$$

$$n_w = -0,5n \frac{d_m}{D_w} \times \left[1 - \left(\frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right)^2 \right]. \quad (5.70)$$

Аналогичные уравнения могут быть получены для случая, когда вращается только наружное кольцо подшипника, путем подстановки в уравнения (5.65)–(5.67) значения $n_i = 0$.

Для упорных подшипников при $\alpha = 90^\circ$, полагая $n_e = 0$ и $n_i = n$, получим: $n_m = -n_{em} = 0,5n$; $n_{mi} = -0,5n$; $n_w = -0,5nd_m/D_w$.

5.2. КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ И ИХ ОСОБЕННОСТИ

Однорядные радиальные шарикоподшипники используются в случае преобладающей радиальной нагрузки, имеют высокую быстроходность, могут воспринимать значительные знакопеременные осевые нагрузки. Повышение осевой грузоподъемности при отсутствии жестких ограничений по осевому зазору достигается увеличением радиального зазора и соответственно угла контакта, который равен углу между плоскостью центров шариков и прямой, проходящей через центр шарика и точку начального его контакта с дорожкой качения. Угол контакта определяется зависимостью

$$\alpha = \arccos \left(1 - \frac{0,5g}{r_i + r_e - D_w} \right), \quad (5.71)$$

где r_i , r_e — радиусы желобов внутреннего и наружного колец; $g = D_e - D_i - D_w$; D_e , D_i — диаметры дорожек качения наружного и внутреннего колец, измеренные по их дну.

Зазор должен назначаться с таким расчетом, чтобы при максимальной осевой нагрузке площадка контакта не выходила на край желоба.

Радиально-упорные шарикоподшипники предназначены для работы при комбинированной (радиальная совместно с осевой) либо односторонней осевой нагрузке. В последнем случае допустимая осевая нагрузка F_a равна 0,7 неиспользованной допустимой радиальной нагрузки F'_r при $\alpha = 12^\circ$; при $\alpha = 26^\circ$ $F_a = 1,5F'_r$ и при $\alpha = 36^\circ$ $F_a = 2,0F'_r$. Базирование сепаратора по бортам наружного кольца обеспечивает более высокие скоростные характеристики подшипника.

Трех- и четырехточечные шариковые подшипники (с одной или обеими беговыми дорожками аروحного типа) хорошо работают в условиях умеренной, знакопеременной, комбинированной или осевой нагрузок и высоких частот вращения. При чисто радиальном нагружении имеют повышенный момент трения.

Радиальные двухрядные сферические шарикоподшипники служат для передачи в основном радиальных нагрузок, могут воспринимать двустороннюю осевую нагрузку, не превышающую 20 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки, хорошо работают при относительном перекосе осей колец до 3° .

Упорные одинарные шарикоподшипники предназначены для передачи односторонней осевой нагрузки, двойные (трехколенные) — для знакопеременной осевой нагрузки. При высоких частотах вращения работают плохо. Рекомендуется заменять их радиально-упорными.

Радиальные роликоподшипники имеют более высокую радиальную грузоподъемность в сравнении с радиальными шарикоподшипниками тех же габаритных размеров, но по предельной быстроходности несколько уступают им. Очень чувствительны к относительному перекоосу колец, что в некоторой мере может быть снижено бомбинированием роликов или беговых дорожек. Сравнительно небольшую осевую нагрузку воспринимают лишь подшипники с бортами на кольцах.

Конические роликоподшипники: одно-рядные работают при радиальной и односторонней осевой нагрузках, двухрядные (трехколенные) воспринимают двустороннюю осевую нагрузку. Предельная частота вращения ниже, чем у цилиндрических подшипников, чувствительны к перекосам.

Радиальные сферические двухрядные роликоподшипники имеют более высокую радиальную грузоподъемность в сравнении с подшипниками других типов, хорошо работают при перекосах до $2 \dots 3^\circ$, осевая грузоподъемность равна 25 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Предельная быстроходность значительно ниже, чем у цилиндрических роликоподшипников.

Упорные роликоподшипники работают при высоких осевых нагрузках, но имеют низкую быстроходность, в связи с чем при высоких частотах вращения рекомендуется заменять их радиально-упорными подшипниками с большим углом контакта. Интересной их разновидностью являются так называемые крестообразные роликовые подшипники, воспринимающие высокую двустороннюю осевую нагрузку и опрокидывающий момент.

Радиальные игольчатые роликоподшипники предназначены для восприятия только радиальных нагрузок, при той же грузоподъемности имеют меньше в сравнении с другими типами подшипников габаритные размеры. Подшипники с сепаратором имеют меньшую грузоподъемность, но более высокую предельную быстроходность, чем подшипники без сепаратора.

5.3. РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчетная долговечность определяется как срок службы (в часах или числе оборотов), в течение которого не менее 90 % подшипников данной группы могут проработать при заданной нагрузке без появления выкрашивания или отслаивания на поверхностях качения. Номинальную долговечность рассчитывают по формулам: для шариковых подшипников

$$L = a_{23} (C/P)^3; \quad (5.72)$$

5.4. Значения коэффициента a_{23} для различных условий работы подшипников качения

Условия работы	Подшипники			
	шариковые (к кроме сферических)	шариковые сферические, роликовые цилиндрические	роликовые конические	роликовые сферические двухрядные
Обычные условия изготовления и эксплуатации	0,7 ... 0,8	0,5 ... 0,6	0,6 ... 0,7	0,3 ... 0,4
Обеспечивающие наличие гидродинамической пленки в местах контакта колец с телами качения и отсутствие повышенных перекосов осей колец	1,0	0,8	0,9	0,6
То же, но тела качения и кольца изготовлены из электрошлаковой и вакуумной стали	1,2 ... 1,4	1,0 ... 1,2	1,1 ... 1,3	0,8 ... 1,0

для роликовых подшипников

$$L = a_{23} (C/P)^{3,33}, \quad (5.73)$$

где L — в млн. об.; C — динамическая грузоподъемность, Н (приводится в каталогах); P — эквивалентная динамическая нагрузка, Н; a_{23} — коэффициент, учитывающий влияние качества материала деталей подшипника и условий эксплуатации на долговечность подшипника [5.5].

Значения коэффициента a_{23} зависят от условий работы подшипника (табл. 5.4).

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_d K_t, \quad (5.74)$$

где F_r , F_a — постоянные по величине и направлению радиальная и осевая нагрузки; X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; V — коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки $V = 1$, при вращении наружного кольца $V = 1,2$;

K_d — коэффициент безопасности, определяемый динамичностью нагружения и изменяющийся от 1,0 при спокойной работе до 3,0 в случае работы с ударами; K_t — температурный коэффициент, изменяющийся от 1,05 для подшипника с рабочей температурой 125 °С до 1,40 при температуре 250 °С.

Коэффициенты X , Y зависят от типа подшипника и условий его нагружения и приводятся в справочниках по подшипникам качения [5,5], так же как и коэффициенты K_d , K_t .

Как правило, подшипники работают при переменном режиме нагружения. В этом случае:

$$P = \sqrt[3]{(P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n)} / L, \quad (5.75)$$

где P_1, P_2, \dots, P_n — постоянные нагрузки, действующие в течение L_1, L_2, \dots, L_n млн. об., $L = \sum_{i=1}^n L_i$.

Если подшипник работает при частоте вращения $n > n_{\text{пред}}$, указанной в каталоге, необходимо расчетную нагрузку P разделить на поправочный коэффициент q , определяемый в зависимости от соотношения $n/n_{\text{пред}}$:

$n/n_{\text{пред}}$	1	1,1	1,3	1,5
q	1	0,92	0,75	0,6
$n/n_{\text{пред}}$	2,0	2,4	2,9	3,0
q	0,33	0,20	0,11	0,10

5.4. РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ

Если нагруженный подшипник большую часть времени находится в неподвижном состоянии, совершает ограниченное качательное движение или работает в условиях медленного вращения и наибольшую нагрузку воспринимает во время остановок, на поверхностях качения могут возникнуть существенные и резко неравномерные по длине дорожки остаточные деформации. В этих случаях подшипники необходимо рассчитывать на допусковую статическую нагрузку, под которой принято понимать нагрузку, вызывающую в невращающемся подшипнике суммарную остаточную деформацию беговой дорожки и тела качения не более 0,0001 диаметра тела качения. Для радиальных и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников допустимую статическую нагрузку определяют из выражения

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (5.76)$$

где F_r и F_a , так же как и в (5.74), — наибольшие радиальная и осевая составляющие статической нагрузки; X_0 и Y_0 — коэффициенты, зависящие от конструкции подшипника и определяемые из таблиц, приведенных в справочниках по подшипникам.

Для упорных и упорно-радиальных шарико- и роликоподшипников

$$P_0 = 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha + F_a. \quad (5.77)$$

Если при подборе подшипника полученное значение $P_0 < F_r$, то принимают $P_0 = F_r$.

Критерием работоспособности подшипника является условие $P_0 \leq C_0$, где C_0 — статическая грузоподъемность подшипника (указывается в каталогах.)

Следует заметить, что приведенное выше фиксированное значение допустимой остаточной деформации является сугубо условным и в действительности должно определяться дифференцированно в зависимости от требований, предъявляемых к опорному узлу.

5.5. ТРЕНИЕ КАЧЕНИЯ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПОДШИПНИКАХ

Потери энергии при качении деталей обычно гораздо меньше потерь при их скольжении друг по другу. Так, если коэффициент трения скольжения для металлов в большинстве случаев колеблется в пределах 0,05 ... 0,30, то коэффициент сопротивления качению, определяемый как отношение силы сопротивления качению к нормальной нагрузке на катящееся тело, лежит в пределах 0,0001 ... 0,0010. Поэтому, исходя из общего баланса энергии, потерями на трение качения зачастую пренебрегают. Однако энергия, которая затрачивается на преодоление сопротивления качению, поглощается главным образом в поверхностных слоях материала, являющихся наиболее ответственными с точки зрения контактной и изломной прочности. Эта энергия уходит на интенсивное циклическое передеформирование материала поверхностных слоев, реализующееся в необратимые качественные изменения, накопление в нем усталостных повреждений и увеличение изнашивания. Возникающий нагрев рабочих элементов узла ведет к перераспределению зазоров, потере точности и плавности хода, а в некоторых случаях к снижению твердости рабочих поверхностей и соответственно уменьшению нагрузочной способности и долговечности узла в целом. В besonderной мере указанное обстоятельство относится к высокоскоростным подшипникам, для которых нагрев, вызываемый потерями на трение качения, является одним

из основных лимитирующих факторов при определении максимально допустимой скорости вращения, а также к подшипникам, работающим со скудной смазкой или в условиях ватрушенного теплоотвода.

Опора качения представляет собой узел со сложным движением отдельных его элементов по отношению друг к другу и к окружающей среде. В соответствии с этим можно считать, что потери энергии в подшипнике складываются из следующих составляющих.

1. Потери на трение вращающихся элементов подшипника в окружающей среде. При работе в газовой среде на умеренных скоростях потери сравнительно невелики и ими можно пренебречь. Однако в высокоскоростных подшипниках и в особенности в подшипниках, работающих в жидких средах, потери резко возрастают.

2. Потери в смазке, которая помимо основной своей функции играет роль вязкопластического тела, распределенного по поверхностям элементов подшипника и препятствующего их относительному перемещению.

3. Потери на рабочих поверхностях сепараторов, возникающие в результате трения его о направляющие борта колец и трения тел качения о стенки гнезд сепаратора. Если окружную скорость сепаратора с достаточной точностью можно считать постоянной, то скорости центров масс отдельных тел качения за один оборот сепаратора неоднократно изменяются вследствие разноразмерности шариков (или роликов) и динамичности процессов входа и выхода их из зоны контакта. Надо учитывать, что даже в случаях идеально точного изготовления подшипника тело качения является по отношению к сепаратору ведущим в нагруженной зоне и ведомым в ненагруженной. Такое контактное взаимодействие вызывает появление нормальных сил между телом качения и передней или задней стенкой гнезда сепаратора. В случае перекосов или осевого нагружения нормальные силы могут возникнуть и на боковых стенках сепаратора. Судя по встречающимся в подшипниках разрывам перемычек сепараторов и сильному износу их

гнезд, эти силы достигают существенных значений, в результате чего на преодоление трения в сепараторе в таких случаях расходуется значительная мощность.

4. Потери, возникающие при качении шариков (или роликов) по беговым дорожкам колец подшипников. Их основные причины:

а) дифференциальное проскальзывание; как известно, при качении шарика по желобу чистое качение имеет место лишь в двух точках, лежащих на мгновенной оси вращения шарика относительно желоба; ниже и выше этой оси происходит относительное проскальзывание рабочих поверхностей во взаимно противоположных направлениях, которое принято называть дифференциальным;

б) относительное упругое проскальзывание сопряженных поверхностей, возникающее в результате неоднородности их кривизн и соответственно разности значений упругих деформаций поверхностных микрорегионов сжимаемых тел в зоне контакта;

в) скольжение роликов по направляющим бортам колец роликоподшипников;

г) гироскопическое скольжение (в высокоскоростных шарикоподшипниках);

д) общее проскальзывание комплекта тел качения относительно ведущего кольца («юз»), возникающее при потере между ними сцепления в легконагруженных высокоскоростных роликовых (реже в шариковых) подшипниках;

е) несовершенная упругость материала, выражающаяся в неполном возврате материала при разгрузке той энергии, которая была затрачена на его деформирование при нагружении;

ж) молекулярное взаимодействие контактирующих поверхностей, препятствующее их сближению на передней кромке контакта и разъединению на задней.

Определение величин каждой из приведенных составляющих общих энергетических потерь в подшипнике является сложной задачей и служит предметом специальных исследований. Суммарный их эффект принято оце-

5.5. Ориентировочные значения приведенного коэффициента трения подшипников качения

Тип подшипника	Нагрузка	
	радиальная	радиальная и осевая
Шарикоподшипники:		
радиальные однорядные	0,002	0,004
радиально-упорные	0,003	0,005
сферические двухрядные	0,002	0,003
упорные	—	0,004
Роликоподшипники:		
с короткими цилиндрическими роликами	0,002	—
с длинными цилиндрическими роликами	0,004	—
конические	—	0,008
двухрядные сферические (с бочкообразными роликами), игольчатые	0,008	—

нить моментом трения подшипника, т. е. тем вращающим моментом, который необходимо приложить к кольцу подшипника, чтобы при заданных условиях работы привести его в равномерное вращательное движение с заданной скоростью. Величину этого момента при вращающемся внутреннем кольце приближенно можно определить по формуле

$$M_{\text{тр}} = f_{\text{п}} P \frac{d}{2}, \quad (5.78)$$

где $f_{\text{п}}$ — приведенный коэффициент трения; P — нагрузка на подшипник; d — диаметр посадочного отверстия подшипника;

$$P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$$

где F_r , F_a — радиальная и осевая нагрузки.

Приведенные в табл. 5.5 значения $f_{\text{п}}$ надо рассматривать как ориентировочные, так как в действительности сопротивление вращению зависит от многих факторов, в том числе от скорости, нагрузки, вибраций, вида и количества смазочного материала, способа его подвода, шероховатости рабочих поверхностей, материала се-

паратора, его конструкции и способа базирования, которые могут вызвать изменение $M_{\text{тр}}$ в несколько раз по сравнению с расчетным.

Для малогабаритных легконагруженных подшипников момент трения можно приближенно определить по формулам:

при радиальной нагрузке

$$M_{\text{тр}} = M_0 + 1,25 K F_r \frac{d_m}{D_w}, \quad (5.79)$$

при комбинированной нагрузке

$$M_{\text{тр}} = M_0 + K (1,25 F_r + 1,5 F_a) \frac{d_m}{D_w}, \quad (5.80)$$

где d_m — диаметр окружности, проходящей через центры шариков, см; D_w — диаметр шарика, см; $K = 0,0003 \dots 0,0007$ см — коэффициент трения качения; M_0 — момент трения ненагруженного подшипника, приблизительно равный $0,04 d_m$ Н·см для радиальных подшипников и $0,06 d_m$ Н·см для сферических двухрядных.

5.6. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Тела качения и кольца подшипников обычно изготавливаются из сталей марок ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ, 20ХН4А, а в случае необходимости в соответствии с условиями эксплуатации подшипников — из коррозионно-стойких, жаропрочных и других сталей. Крупногабаритные опоры качения изготавливаются из цементуемой хромоникелевой стали.

Твердость колец и роликов подшипников, работающих при температуре до 100 °С, обычно лежит в пределах HRC 61 ... 66, шариков — в пределах HRC 63 ... 67. Детали подшипников, предназначенных для работы при высокой температуре, с целью стабилизации их размеров подвергаются высокому отпуску.

Штампованные стальные сепараторы изготавливают из стальной холоднокатаной ленты или листовой углеродистой высококачественной стали. Для массивных сепараторов используют латунь, бронзу, алюминиевые сплавы, магниевый чугун, текстолит, пластмассы. (Сведения о материалах для подшипников качения даны также выше в гл. 4).

Следует заметить, что пластмассы при правильном учете их особенностей в некоторых случаях могут успешно конкурировать с металлами и как материал для колец подшипников и тел качения. При ограниченных относительно кратковременных нагрузках пластмассы ведут себя как упругий материал, хорошо воспринимают ударные нагрузки, устойчивы к агрессивным средам. Так как эти материалы имеют меньшую, чем металлы, прочность и твердость, то они образуют большую площадку контакта и соответственно лучшие условия смазывания, менее чувствительны к погрешностям форм поверхностей качения, в значительной мере являются виброгасителем и звукоизолятором. Вместе с тем они уступают металлам по величине коэффициента трения качения, менее термостойки и теплопроводны — последнее может быть частично компенсировано применением металлических наполнителей.

5.7. СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники смазывают минеральными маслами, а также пластичными и сухими смазочными материалами.

Минеральные масла (И-5А, И-12А, И-20А, МС-6) стабильнее пластичных смазок, с успехом применяются для смазывания подшипников, работающих с высокими частотами вращения (в частности, в виде масляного тумана), могут длительное время работать при высоких температурах (ВТ-301), не теряя смазочных свойств. Масла употребляются при низких температурах (МП-601, МП-610), без существенного загустевания и увеличения потерь на перемешивание. Они имеют меньшее внутреннее трение по сравнению с пластичными смазками, обеспечивают возможность полной смены смазки без разборки опорного узла. Применение циркуляционной смазки обеспечивает интенсивный отвод тепла и удаление продуктов износа. Недостатком является необходимость уплотнений, усложняющих конструкцию и увеличивающих потери на трение.

Выбор смазки зависит от частоты вращения и размеров подшипника, величины нагрузки, рабочей температуры подшипникового узла и условий окружающей среды [5,5] (см. также выше гл. 2 и 3). Способы подачи жидкой смазки: масляная ванна, с помощью фитилей, разбрызгиванием, распылением (в виде масляного тумана); с помощью винтовых канавок, конических насадок, дозирующих масленок.

Пластичные смазочные материалы (ЦИАТИМ-201, Литол-24, ВНИИМП-207) содержат жидкие масла и твердые загустители. Менее склонны к вытеканию, благодаря чему уплотняется уплотнение. Не требуют замены в течение длительного срока эксплуатации. Характеризуются повышенным внутренним трением в сравнении с жидкими смазками и большей склонностью к температурным изменениям (чрезмерное разжижение или загустение). Как уже указано в гл. 2, масляная основа смазки определяется условиями работы: при температуре выше 200 °С упогребля

ются только только синтетические масла; для низких температур — маловязкие нефтяные и синтетические масла; для смазок общего назначения — индустриальные масла и их смеси.

Твердые смазки используются в условиях воздействия высокого вакуума, интенсивного ионизирующего излучения, высоких и сверхнизких температур, газовых и агрессивных сред. Основными твердосмазочными материалами (ТСМ) являются дисульфид молибдена, фторопласт, графит, применяются композиции на их основе. Используются также мягкие металлы; окись свинца, никель, кобальт, индий, золото, серебро, наносимые тонким слоем на трущиеся поверхности. Наиболее распространенные способы применения ТСМ: кольца и металлический сепаратор покрываются тонким слоем смазочного материала; кольца покрываются ТСМ, сепаратор выполняется из неметаллического антифрикционного материала, преимущественно армированного металлическим каркасом; ТСМ в виде брикетов запрессовывается в металлический сепаратор, в частности для форсированных режимов сепаратор выполняется из бронзы, брикеты из смеси фторопласта (50 %) с дисульфидом молибдена (50 %).

Самосмазывающиеся подшипники не рекомендуются использовать при $n > 0,5n_{\text{пред}}$ и $p_0 > 2$ ГПа ввиду ухудшенного теплоотвода и опасности продавливания смазочной пленки. Перед окончательным монтажом необходима обкатка с последующим удалением продуктов износа.

5.8. ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ПРЕДЕЛЬНОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Ввиду роста скоростей и энергонапряженности современных машин и приборов указанная задача является чрезвычайно важной и решается одновременно по многим направлениям. Разрабатываются новые материалы и смазки, совершенствуются методы механической, термической и термохимической обработки деталей машин, создаются новые покрытия и методы

их нанесения на поверхности трения. Большое внимание уделено вопросу снижения максимального контактного давления в подшипнике путем увеличения упругой податливости отдельных его элементов и сопряженных с ним деталей. В этой связи представляют определенный интерес рекомендации по использованию полых тел качения, а также наружных колец с неглубокой выборкой по некоторой части посадочной поверхности в пределах угла нагружения, либо с такой же выборкой на опорной поверхности корпуса, что обеспечивает так называемую арочную схему нагружения. В силу повышенной упругой податливости нагрузка в этих случаях распределяется более равномерно между телами качения. Кроме того, площадки контакта на полых телах качения увеличиваются, что также способствует снижению контактных напряжений. Подшипники такой конструкции лучше воспринимают ударные нагрузки, но более подвержены опасности катастрофического разрушения в результате излома одного из его элементов.

Аналогичная задача решена авторами конструкций подшипников с кольцами, имеющими на посадочных поверхностях по всей окружности выточки, благодаря которым кривизна желоба в нагруженной зоне увеличивается, а максимальное контактное давление уменьшается. Снижение концентрации давления в роликоподшипниках достигается с помощью конических выемок по концам роликов.

Существенным резервом повышения долговечности и предельной быстроходности опор качения является совершенствование форм их рабочих поверхностей. Ниже кратко приводятся результаты исследований, выполненных в этом направлении в Институте машиноведения АН СССР [5.2].

5.9. ОПОРЫ КАЧЕНИЯ С ПОВЕРХНОСТЯМИ ОПТИМИЗИРОВАННОЙ ФОРМЫ, ИХ РАСЧЕТ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Форма рабочих поверхностей, определяющая закон распределения дав-

ления в области сопряжения деталей, работающих при контактном нагружении, является одним из основных факторов, от которых зависят их надежность и работоспособность. Так, долговечность деталей, работающих в условиях точечного контакта и выходящих из строя вследствие усталостного выкрашивания, при прочих равных условиях обратно пропорциональна максимальному контактному давлению p_0^* . Глубина лунок, образующихся в результате так называемого ложного бриеллирования и ограничивающих статическую грузоподъемность опор качения, пропорциональна p_0^* . Следовательно, формируя поверхности таким образом, чтобы при той же внешней нагрузке получить более низкое значение p_0 за счет более равномерного распределения давления по площадке контакта, можно существенно повысить и динамическую, и статическую грузоподъемность опор.

Рабочие поверхности деталей опор качения профилируются, как правило, двумя наиболее простыми в технологическом отношении линиями — дугой окружности и прямой. Однако анализ условий работы шариковых подшипников и направляющих свидетельствует о том, что круговая форма желоба не является оптимальной ни с точки зрения энергетических потерь, ни с точки зрения долговечности. При круговой форме желоба нагрузка передается через эллиптическую зону контакта, распределяясь на ней резко неравномерно. В результате значительная часть рабочего объема оказывается недогруженной, в то время как в центре площадки максимальное давление в 1,5 раза выше среднего. В то же время при обычных соотношениях радиуса желоба к диаметру шара $R_{ж}/D_w = 0,515 \dots 0,54$ и существенной искривленности площадки контакта на ней в процессе качения возникают значительные силы дифференциального проскальзывания, которые способствуют росту энергетических потерь в подшипнике, изнашиванию и нагреву его элементов и также снижают долговечность опоры. Путем приближения зон максимального контактного давления к мгновенной оси

вращения оказывается возможным снизить потери на дифференциальное проскальзывание и тем самым уменьшить тепловыделение на контакте, повысить легкость хода и предельную быстротходность опоры.

Профилируя поверхности качения, можно получить распределение нагрузки, способствующее увеличению сцепления между ведущим и ведомым (пассивным) элементом. Это имеет решающее значение в шариковых редукторах, а также в шарикоподшипниках, работающих в жидких средах или с быстрым набором оборотов и резкой остановкой (например, в опорах высокооборотных расточных головок с коротким технологическим циклом).

Реальная долговечность роликовых подшипников и направляющих, прямозубых зубчатых колес и других деталей, работающих в условиях линейного контакта, во многих случаях существенно ниже расчетной вследствие преждевременного выкрашивания материала у концов площадки контакта, которое возникает в результате концентрации давления в этих местах. Причиной концентрации являются так называемый краевой эффект и взаимный перекося сопряженных элементов, вызываемый погрешностями изготовления, упругими и тепловыми деформациями элементов системы. Соответствующим образом корректируя продольный профиль несущих поверхностей, можно значительно снизить величину максимального контактного давления и тем самым увеличить долговечность узла.

Исследования показали, что путем модификации форм рабочих поверхностей можно в соответствии с предъявляемыми к опоре требованиями существенно повысить ее динамическую или статическую грузоподъемность, уменьшить энергетические потери либо получить оптимальные для заданных условий работы соотношения этих характеристик.

Из числа исследованных наиболее перспективными оказались эллиптический профиль с начальным двухточечным контактом и профиль, условно названный сложным.

5.9.1. Эллиптический профиль с начальным двухточечным контактом

Основные геометрические зависимости. Желоб профилируется дугой эллипса, расположенной у конца его большой оси (рис. 5.9). Радиус кривизны в точке эллипса с координатами z, x

$$\rho = \frac{(B^4 - B^2x^2 + A^2x^2)^{3/2}}{AB^4}, \quad (5.81)$$

где A, B — большая и малая полуоси эллипса. При $x = 0$, т. е. в нижней точке эллипса,

$$\rho_0 = \frac{B^2}{A}. \quad (5.82)$$

Начальный контакт в двух точках N имеет место при условии

$$\frac{B^2}{A} < R_w, \quad (5.83)$$

где R_w — радиус шара.

В этом случае расстояние от точки начального контакта до плоскости симметрии желоба OZ

$$C_H = \sqrt{\frac{A^2 R_w^2 - B^4}{A^2 - B^2}}. \quad (5.84)$$

Центральный угол между точками начального контакта

$$2\gamma_0 = 2 \arcsin \frac{C_H}{R_w}. \quad (5.85)$$

Радиус кривизны эллипса в точке начального контакта

$$\rho_c = \frac{A^2 R_w^3}{B^4}. \quad (5.86)$$

Зазор между шаром и желобом

$$z_{\text{элл}} = A \sqrt{1 - \frac{x^2}{B^2}} - \sqrt{R_w^2 - x^2} - \sqrt{(A^2 - B^2)(B^2 - R_w^2)}. \quad (5.87)$$

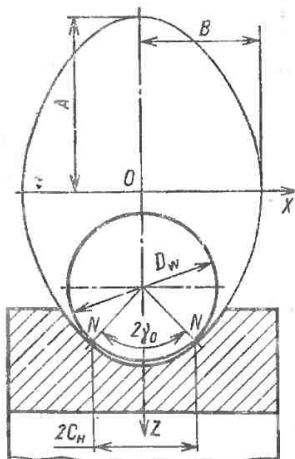


Рис. 5.9. Двухточечный контакт шара с эллиптическим желобом

В качестве примера на рис. 5.10 показан характер изменения вдоль оси OX относительного зазора между шаром $R_w = 1$ и желобами: эллиптического профиля при $\rho_0 = 0,991R_w$ (кривая 1), кругового профиля при $R_{ж} = 0,515D_w$ (кривая 2) и кругового профиля при $R_{ж} = 0,505D_w$ (кривая 3).

Рабочие характеристики. Площадка контакта шара с эллиптическим желобом в случае начального касания в двух точках имеет форму, напоминающую восьмерку (см. рис. 5.2). Эпора давлений при этом имеет два максимума, чем обеспечивается более равномерное по сравнению с круговым желобом распределение нагрузки вдоль площадки контакта и снижение максимального давления в заданном диапазоне нагрузок. Мгновенная ось вращения шара относительно желоба проходит вблизи зон максимального давления, благодаря чему уменьшаются потери на дифференциальное проскальзывание.

В качестве иллюстрации на рис. 5.11 показаны рассчитанные по площади отпечатков значения среднего ($\rho_{ср}$) и максимального ($\rho_{\text{плш}}$) контактного давления для случаев контакта шара диаметром 50,8 мм с желобом кругового профиля ($R_{ж} = 0,515D_w$) и желобом

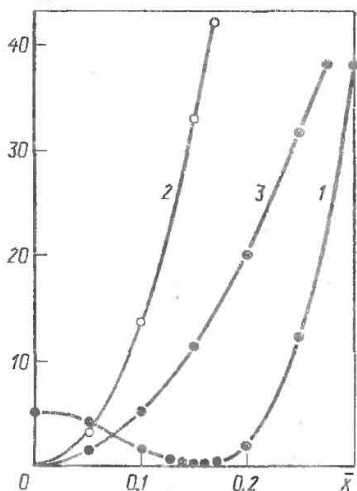
$\bar{z} \cdot 10^{-5}$ 

Рис. 5.10. Относительный зазор между шаром радиусом 1 мм и желобом \bar{z} в зависимости от относительной координаты \bar{x} : эллиптическим (1) в случае двухточечного контакта, круговым (2) с $R_{ж} = 0,615D_w$; круговым (3) с $R_{ж} = 0,605D_w$

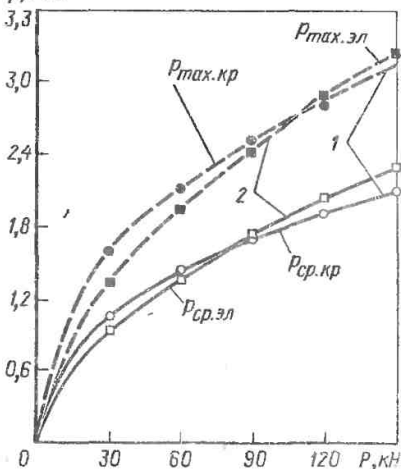
 $p, \text{ГПа}$ 

Рис. 5.11. Контактные давления при сжатии шара диаметром 60,8 мм с круговым (1) и эллиптическим (2) желобами (сталь—сталь)

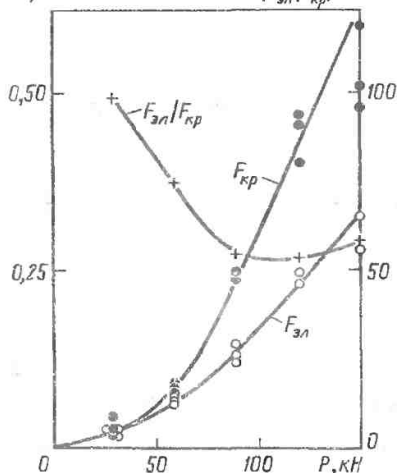
 $F, \text{кН}$ $(F_{эл}/F_{кр}) 100\%$ 

Рис. 5.12. Сопротивление качению парадиаметром 60,8 мм по круговому и эллиптическому желобам (сталь—сталь)

эллиптического профиля, имевшего следующие параметры: $A = 75,06$ мм, $B = 43,48$ мм, $\rho_0 = 0,991R_w$, $2C_{н1} = 7,5$ мм, $\rho_c = 1,017R_w$. На большей части принятого диапазона нагрузок $P_{\max \text{ эл}} < P_{\max \text{ кр}}$.

Это существенно влияет на эксплуатационные характеристики опоры, поскольку глубина лунок, образующихся в результате пластического деформирования на рабочих поверхностях, пропорциональна p_{\max}^2 , а долговечность подшипника обратно пропорциональна p_{\max}^8 .

На рис. 5.12 для того же диапазона нагрузок показаны экспериментально определенные зависимости силы сопротивления качению шара по круговому ($F_{кр}$) и эллиптическому ($F_{эл}$) желобам от нагрузки P . При малой нагрузке, когда площадка контакта на эллиптическом желобе длиннее, чем на круговом, сопротивление качению на нем больше, а контактное давление меньше. С увеличением нагрузки площадка контакта на эллиптическом желобе растет в длину медленнее, чем на круговом желобе, соответственно медленнее увеличивается и сопротивление качению. Максимальное же давление практиче-

ски на всем диапазоне нагрузок остается на эллиптическом желобе ниже, чем на круговом, вследствие более равномерного распределения нагрузки вдоль большой оси площадки контакта.

Путем соответствующего выбора параметров эллипса точка пересечения кривых давления (см. рис. 5.11) и минимум соотношения $F_{эл}/F_{кр}$ (см. рис. 5.12) могут быть сдвинуты вправо или влево для обеспечения оптимальных условий на контакте при заданном режиме. С увеличением центрального угла $2\gamma_0$ эти обе точки смещаются вправо по оси нагрузок, с уменьшением — влево.

Контактная жесткость для эллиптического желоба при $2C_H = (0,3 + 0,4) R_w$ в пределах нескольких процентов совпадает с контактной жесткостью кругового желоба при $R_{ж} = 0,515D_w$.

Области применения. Поверхности качения эллиптического профиля с начальным двухточечным контактом в подшипниках могут быть использованы в случаях необходимости существенного снижения энергетических потерь в опоре при сохранении ее несущей способности:

а) в высокоскоростных легконагруженных шарикоподшипниках, когда основным лимитирующим фактором становятся потери на трение качения, вызывающие интенсивное тепловыделение, усиленное изнашивание рабочих поверхностей, деструкцию смазки и образование неровностей на поверхностях качения;

б) в приборных подшипниках, которые несут сравнительно небольшие нагрузки, но по условиям работы должны иметь минимальный и предельно стабильный по времени момент трения;

в) в опорах поворотных устройств и подвижных столов отдельных механизмов, где с целью уменьшения габаритных размеров опоры и мощности привода необходимо свести до минимума сопротивление качению.

Параметры эллипса выбираются таким образом, чтобы при нагрузках, соответствующих максимальному контактному напряжению на равновеликой опоре с круговым ($R_{ж} = 0,515D_w$) желобом $p_{\max кр} = 2 \dots 2,8$ ГПа, расстояние между точками начального ка-

сания $2C_H = (0,25 - 0,3) R_w$ при $\rho_0 = (0,995 - 0,99) R_w$. Для нагрузок, соответствующих $p_{\max кр} = 3 \dots 4$ ГПа, расстояние $2C_H$ должно быть увеличено до $(0,35 \dots 0,45) R_w$ при $\rho_0 \approx 0,99R_w$.

В радиально-упорных подшипниках ось симметрии желоба (т. е. большая ось эллипса) поворачивается по отношению к плоскости вращения комплекта тел качения на угол, равный углу контакта.

Обработка эллиптического желоба. Обработка ведется врезным шлифованием на стандартном оборудовании. Правка шлифовального круга производится с помощью приспособления, принцип работы которого показан на рис. 5.13. Шлифовальный круг 1 радиусом R_H , вращающийся вокруг оси O_1O_1 , профилируется алмазной иглой 2, установленной в скобе 3, которая имеет возможность поворачиваться вокруг оси приспособления O_2O_2 . Ось O_2O_2 повернута относительно плоскости вращения круга на угол φ . Таким образом, при вращении скобы острие иглы описывает в плоскости NN окружность с радиусом, равным радиусу правки R_H . Чтобы получить на периферии круга дугу эллипса с полуосями $A = R_H$ и $B = R_H \cos \varphi$, необходимо спроектировать дугу окружности радиусом R_H , лежащую в плоскости NN , на диаметральной плоскости круга TT . Для этого наряду с вращательным движением скобы 3, в результате которого острие иглы в некоторый момент времени получит в направлении NN смещение S_1 , необходимо сообщить скобе дополнительное перемещение $S_2 = -S_1 \sin \varphi$ таким образом, чтобы острие иглы все время располагалось в диаметральной плоскости TT . Это, в частности, может быть осуществлено с помощью закрепленного на шлифовальной бабке упора, к которому скоба поджимается пружиной в точке, расположенной от оси O_2O_2 на расстоянии R_H . Механизм правки в этом случае устанавливается на столе станка. При продольном перемещении стола в процессе правки шлифовального круга одновременно происходят поворот скобы и ее перемещение в направлении S_2 .

В крупносерийном и массовом производстве предпочтительной является

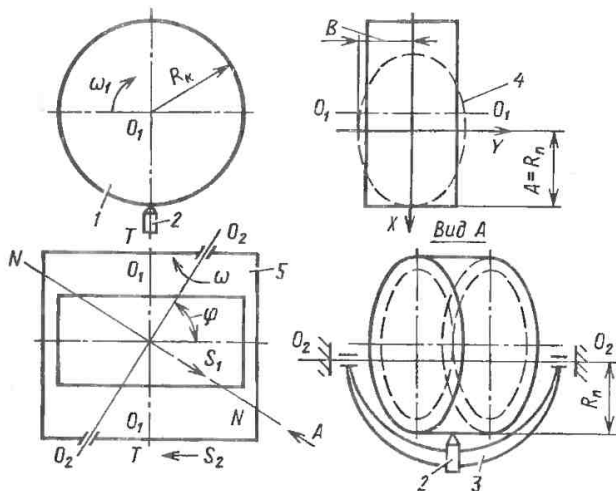


Рис. 5.13. Принцип правки шлифовального круга по эллиптическому профилю

правка с помощью соответствующим образом спрофилированных алмазных роликов. Придание роликам нужной формы может быть осуществлено описанным выше способом.

Контроль профиля. При наладке механизма правки контроль профиля осуществляется по сажевым отпечаткам, полученным при сжатии шара с желобом выбранной формы. Проверяется соответствие формы и размеров отпечатка заданным при проектировании. После отладки механизма правки форма желоба обеспечивается технологически. Отклонения профиля, вызываемые износом алмазной иглы, периодически контролируются шариком номинального диаметра D_w , который должен давать двухточечный контакт с заданным расстоянием $2C_H$ и шариком (или скалкой) проходным диаметром $D_0 = 2\rho_0$. При необходимости оценивается профилограмма желоба на устройстве, описанном ниже, и сверяется с эталоном.

5.9.2. Сложный профиль

Из приведенных на рис. 5.11, 5.12 результатов следует, что путем профилирования беговой дорожки шарико-

подшипника (или шариковой направляющей) дугой эллипса можно снизить потерю на трение в опорном узле и уровень максимальных контактных напряжений. Однако в ряде случаев оказывается желательной возможность более свободного варьирования формой поверхности качения для получения наиболее благоприятного для заданных условий эксплуатации закона распределения давления на площадке контакта. В этом плане гораздо большей

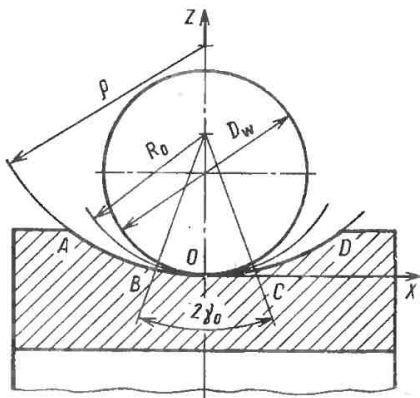


Рис. 5.14. Сложный профиль

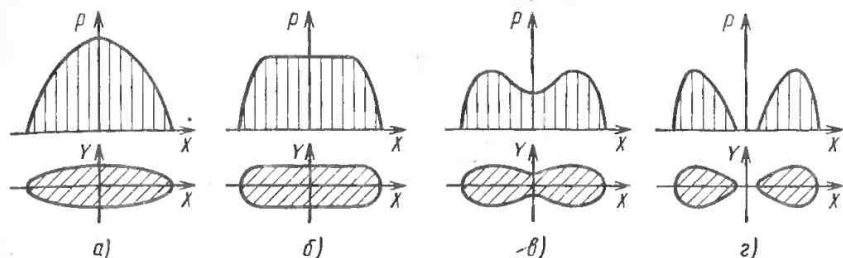


Рис. 5.16. Форма площадки контакта и распределение давления на ней при $R_0/D_w \gg 0,515$ (а), $R_0/D_w \approx 0,505$ (б), $R_0/D_w \approx 0,495$ (в) и $R_0/D_w \approx 0,485$ (z)

гибкостью и возможностями обладает профилем, условно названный «сложным». Учитывая лучшую технологичность и сравнительную простоту контроля, такой профиль следует признать наиболее перспективным.

Форма желоба и характер контакта. Основная разновидность сложного профиля показана на рис. 5.14. Средняя часть ВС профиля на центральном угле $2\gamma_0$ очерчена дугой постоянного радиуса R_0 , боковые же сопряженные с ней участки АВ и СД имеют переменный радиус кривизны ρ , который в точках сопряжения равен R_0 и затем постепенно возрастает по мере приближения к краям желоба. Ось симметрии профиля может быть повернута по отношению к плоскости качения на угол α , равный углу контакта шарика в опоре. В частном случае, при чисто радиальной нагрузке $\alpha = 0$.

Характер контакта шара с желобом такого профиля и эпюра давлений определяются параметрами $2\gamma_0$, $K = R_0/D_w$ (здесь D_w — диаметр шара) и $\rho = f(\gamma)$. При $2\gamma_0 \geq 60^\circ$ и $K \geq 0,51$ площадка контакта имеет общеизвестную эллиптическую форму (рис. 5.15, а), а эпюра давлений представляет собой полуэллипсоид. С уменьшением этих параметров площадка контакта укорачивается, становится шире и при $2\gamma_0 = 30 \dots 50^\circ$ и $K = 0,505$ приближается по форме к полоске примерно постоянной ширины с плавными скруглениями по концам (рис. 5.15, б). Эпюра давлений на такой площадке в сечении хорд близка к прямоугольнику с закругленными верхними углами, а сечение хорд имеет форму полуэллипса.

С уменьшением радиуса центрального участка до $R_0 < R_w$ возникает двухточечное начальное касание, но при $R_0 \geq 0,495D_w$ обе зоны контакта с ростом нагрузки быстро смыкаются и площадка, как и в случае эллиптического желоба, напоминает восьмерку (рис. 5.15, в). Эпюра давлений на такой площадке имеет два максимума. В обоих случаях площадка контакта имеет ограниченную возможность роста в длину и с увеличением нагрузки растет, главным образом, в ширину. Но на профиле отсутствуют особые точки, в которых вторая производная $\frac{d^2z}{dx^2}$

имела бы разрыв, поэтому на площадке нет мест концентрации давлений. В обоих случаях давление вдоль оси ОХ распределено более равномерно, чем для стандартных круговых желобов с соотношением $R_{ж}/D_w = 0,515$. При $R_0/D_w \leq 0,485$ площадка контакта разделяется на два участка, которые не смыкаются даже при весьма высоких нагрузках, соответствующих максимальному давлению на круговом желобе $p_{\max} \approx 5,5$ ГПа (рис. 5.15, z).

Сравнительные характеристики. Исследования показали, что наибольший интерес имеют профили, при которых площадка контакта имеет одну из форм, представленных на рис. 5.15, б, в. Условия контакта на большей части длины площадки здесь являются промежуточными между точечным ($p_{\max} = 1,5p_{cp}$) и линейным ($p_{\max} = 1,27p_{cp}$) контактами с преимущественным уклоном в сторону последнего. Поэтому в первом приближении можно принимать $p_0 = 1,35$.

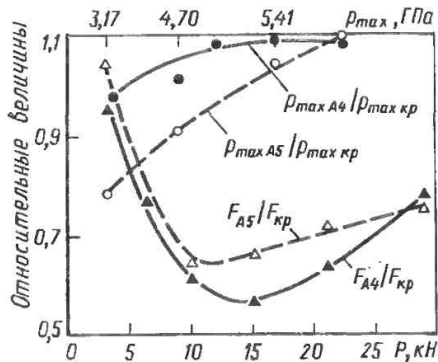


Рис. 5.16. Характеристики желобов с профилем А4 ($R_0/D_w = 0,505$, $2\gamma_0 = 30^\circ$) и профилем А5 ($R_0/D_w = 0,495$, $2\gamma_0 = 30^\circ$) по сравнению с характеристиками кругового желоба с $R_{ж} = 0,515D_w$

На рис. 5.16 представлены характеристики желобов со сложным профилем А4 ($R_0/D_w = 0,505$; $2\gamma_0 = 30^\circ$; площадь контакта показана на рис. 5.15, б) и А5 ($R_0/D_w = 0,496$; $2\gamma_0 = 30^\circ$; площадь контакта — на рис. 5.15, в) в сравнении с характеристиками круговым желобом $R_{ж}/D_w = 0,515$ (диаметр шара 12,7 мм). Как и следовало ожидать, наименьшее сопротивление качению имеет сложный профиль А4, за ним идет А5 и круговой.

Каждая из показанных кривых может быть сдвинута вправо или влево вдоль оси нагрузок путем соответствующего изменения параметров профиля. При увеличении центрального угла γ_0 и уменьшении радиуса R_0 кругового участка профиля минимум кривой $F_{слож}/F_{кр}$ смещается вправо, а кривой $\rho_{max\ слож}/\rho_{max\ кр}$ влево.

При $R_0 \approx 0,505D_w$ увеличение угла $2\gamma_0$ приводит к уменьшению давления и росту потерь на трение. На рис. 5.17 приведены полученные экспериментально характеристики желоба с профилем А3 ($2\gamma_0 = 44^\circ$; $R_0 = 0,505D_w$; $D_w = 50,8$ мм) по сравнению с характеристиками кругового желоба ($R_{ж} = 0,515D_w$) по контактным напряжениям ρ_{max} , сопротивлению качения F_0 и остаточным деформациям Δ .

Области применения и рекомендации по использованию. Желоба сложного профиля с центральным углом $2\gamma_0 =$

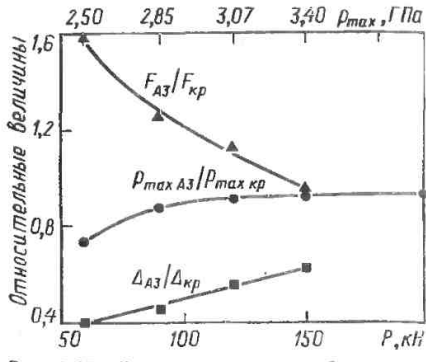


Рис. 5.17. Характеристики желоба с профилем А3 ($R_0/D_w = 0,505$, $2\gamma_0 = 44^\circ$) по сравнению с круговым желобом по сопротивлению качения (F), максимальному контактному давлению (ρ_{max}) и остаточным деформациям (Δ)

$= 30^\circ$ при $R_0 = (0,495 \dots 0,505) D_w$ рекомендуется использовать в случаях необходимости возможно большего снижения потерь на трение качения при сохранении достаточной несущей способности опоры. Как и эллиптические желоба с начальным двухточечным контактом, они могут быть использованы в высокоскоростных легконагруженных шарикоподшипниках, приборных подшипниках, в опорах поворотных устройств и подвижных столов.

Для шарикоподшипников, тяжело нагруженных относительно тихоходных опор, в которых сопротивление качению имеет второстепенное значение, а лимитирующим становится уровень контактных давлений и пластических деформаций в рабочей зоне, предпочтительным является сложный профиль с центральным углом $2\gamma_0 = 50 \dots 60^\circ$ и соотношением $R_0/D_w \approx 0,505$.

В радиально-упорных шарикоподшипниках, работающих при комбинированной нагрузке, ось симметрии профиля при обработке желоба должна быть повернута на угол, равный углу контакта подшипника. Учитывая износ и деформирование рабочих поверхностей, исходный радиальный зазор необходимо выбирать таким, чтобы фактический угол контакта в начале работы был на $2 \dots 3^\circ$ меньше расчетного.

Для относительного желателонагруженных подшипников, работающих при нагрузках, приближающихся к статически допустимым, и частотах вращения 1000 ... 5000 об/мин, центральный угол $2\gamma_0$ должен лежать в пределах 38 ... 46°. Большие значения угла предпочтительны в случае работы подшипника при расчетной нагрузке $P = (0,8 \dots 1) C_0$, меньше — при более легких режимах и для более высоких частот вращения. Радиус среднего участка профиля в этих случаях желательнее брать равным $0,505D_w$. При меньших его значениях (в случае одноточечного начального контакта) будут увеличиваться энергетические потери, при больших — контактные напряжения.

Внутреннее кольцо подшипника наиболее подвержено контактному разрушению в силу высокого уровня действующих здесь напряжений. Поэтому основное внимание должно быть уделено совершенствованию формы беговой дорожки внутреннего кольца. Как следует из приведенных выше результатов, это дает увеличение долговечности подшипника на 60 ... 80%. Однако напряженное состояние в области контакта шара с внутренним кольцом в значительной мере зависит от условий контакта на наружном, поскольку в большинстве случаев вращается внутреннее кольцо и оно через весьма ограниченные площадки контакта с двумя-тремя наиболее нагруженными шарами передает касательные усилия, преодолевающие силы сопротивления вращению всего комплекта тел качения, в том числе и силы трения на наружном контакте. Касательные силы, как показано рядом исследований, значительно уменьшают долговечность деталей, работающих при качении под нагрузкой. Поэтому модификация формы желоба наружного кольца, позволяющая снизить сопротивление качению шара на наружном контакте, будет способствовать облегчению условий работы внутреннего кольца и повышению долговечности подшипника в целом. На первом этапе такая модификация может выразиться в увеличении радиуса желоба наружного кольца до 0,525 ... 0,54 диаметра шара. Более перспективным является, конечно, ис-

пользование описанными выше профилями переменной кривизны.

Полученные результаты могут быть с успехом использованы также при проектировании шариковых направляющих и поворотных столов как с целью облегчения их хода, так и для увеличения статической грузоподъемности либо снижения габаритов и массы.

Обработка поверхностей качения сложного профиля. Обработка ведется методом врезного шлифования на стандартном оборудовании. Схема устройства для правки круга по сложному профилю показана на рис. 5.18. Алмазная игла 1 крепится в каретке 2, которая по шариковым направляющим перемещается на скобе 3 параллельно оси ее поворота OO . Толкатель каретки 4 опирается на торцовый кулачок 5. Пока ролик толкателя катится по плоской части кулачка, расположенной в плоскости, перпендикулярной к оси OO , игла формирует на круге круговой участок профиля с заданным радиусом R_0 . При повороте скобы на угол γ_0 ролик выходит на начало наклонного участка кулачка, и острие иглы наряду с вращательным движением начинает совершать корректирующее прямолинейное движение по касательной к периферии круга, перпендикулярно к линии O_1M . В результате при повороте скобы на угол γ каретка сместится на величину L , определяемую профилем кулачка, а острие иглы отклонится от дуги радиусом R_0 на расстояние

$$\delta = \sqrt{\rho_k^2 + L^2} - \rho_k, \quad (5.88)$$

где текущий радиус круга в данном торцовом сечении при правке его по дуге окружности радиуса

$$\rho_k = R_k - R_0 (1 - \cos \gamma), \quad (5.89)$$

R_k — наибольший радиус шлифовального круга.

Полуширина плоской части кулачка, соответствующая полухорде $R_0 \sin \gamma_0$ кругового участка профиля,

$$b_0 = T \sin \gamma_0, \quad (5.90)$$

где T — радиус вращения ролика толкателя (рис. 5.19). Перепад уровней

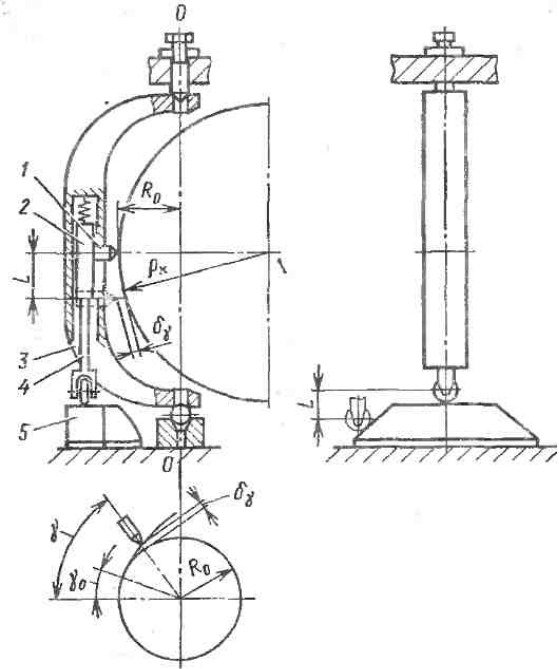


Рис. 5.18. Схема устройства для правки шлифовального круга

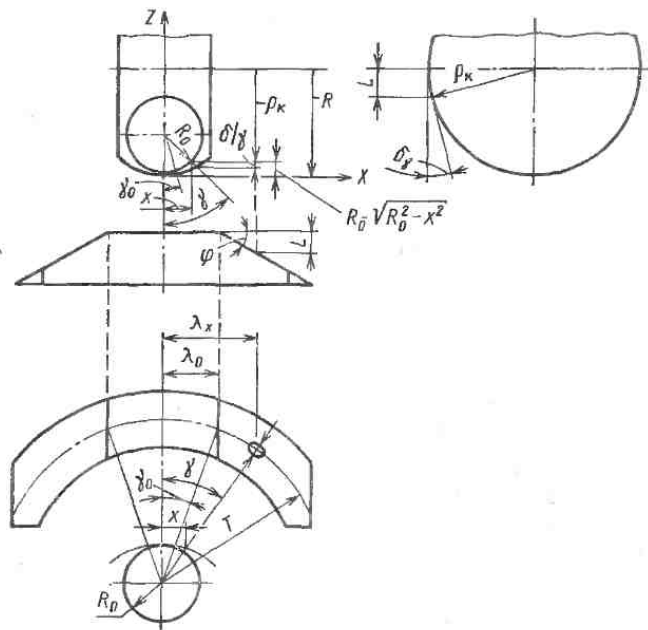


Рис. 5.19. Геометрические соотношения профиля сопрягаемой детали и кулачка

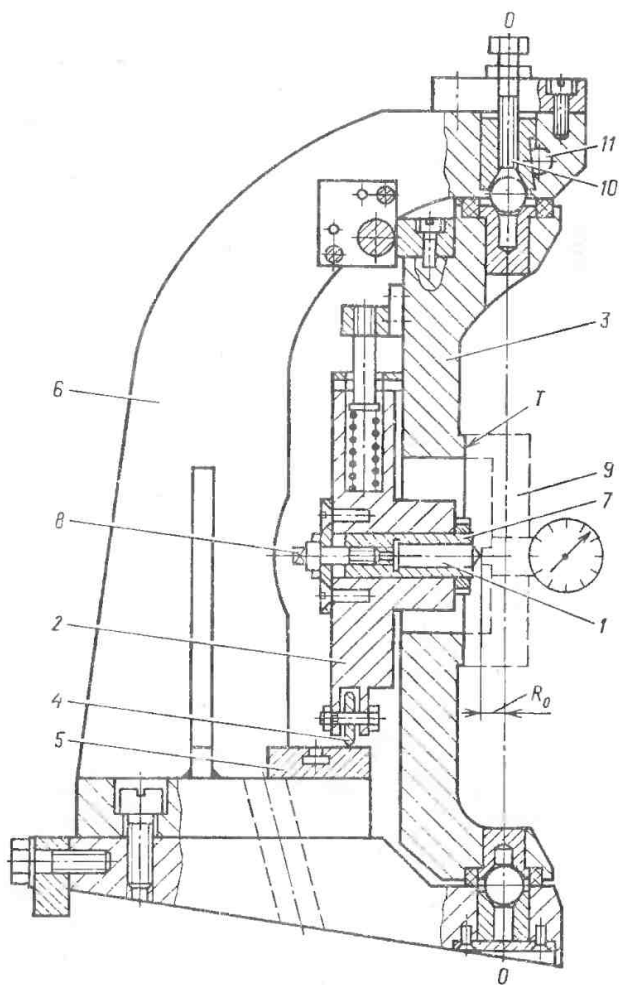


Рис. 5.21. Механизм правки шифовального круга

шипника, образующая которого должна иметь переменную, плавно меняющуюся кривизну, то базовой линией должна быть дуга \widehat{EF} , в которую наиболее близко вписывается контурная линия CD . Возможна также правка с предварительным смещением ΔL иглы от плоскости симметрии O_1M в сторону, противоположную направлению корректирующего движения S_2 . Благодаря этому расширяются возможности за-

правочного устройства без усложнения профиля кулачка.

Конструкция механизма правки круга. На рис. 5.21 показано устройство, разработанное в соответствии с приведенной технологической схемой. Здесь поворотная часть приспособления (скоба 3) установлена в центрах, укрепленных в неподвижной стойке 6 приспособления, которая монтируется на столе круглошлифовального станка, по-

вади его задней бабки. На скобе в шариковых направляющих (на рисунке не показаны) установлена каретка 2, в которой в цилиндрической державке 7 крепится алмазная игла 1. В нижней части каретки имеется толкатель с роликом 4, катящийся при повороте скобы по круговой плоской направляющей 5 (в случае правки по круговому профилю) или по установленному на ней профильному торцовому кулачку (при правке по сложному профилю). Толкатель сообщает ползуну, а вместе с ним и алмазной игле, корректирующее движение в направлении оси поворота скобы OO . Установка иглы на нужный радиус R_0 производится с помощью дифференциального винта 8, державка 7 фиксируется контргайкой. Радиус R_0 контролируется с помощью накладной контрольной скобы 9 с индикатором, устанавливаемой на базовой поверхности T поворотной скобы приспособления. Зазоры в шариковых направляющих регулируются упорными винтами, крепящимися в накладной планке. Направляющие закрыты войлочными уплотнениями. Установка скобы в центрах регулируется дифференциальным винтом 10, перемещающим опору верхнего центра. Фиксируется опора шпилькой 11, которая имеет с одной стороны скошенную (клиновую) поверхность и после регулирования опоры затягивается гайкой. Приспособление устанавливается таким образом, чтобы при качении ролика по горизонтальному участку кулачка острие иглы находилось строго на уровне оси шлифовального круга. Проверка перпендикулярности базовой поверхности направляющей 5 оси OO производится с помощью индикатора, который во время отладки устанавливается на закрепленной в верхнем положении каретке 2 и щупом касается базовой поверхности (ролик в это время от нее оторван).

Как и в случае эллиптического желоба, предпочтительной является правка с помощью соответствующим образом спрофилированного алмазного ролика.

Форма кривой. Координата модифицированного профиля (см. рис. 5.19), полученного описанным способом, в произвольной точке x

$$z = R - [(R - R_0)^2 + 2 + (R - R_0)(R_0^2 - x^2)^{1/2} + R_0^2 - x^2 + \left(\frac{T^2 x^2}{R_0^2} - \frac{2T b_0 x}{R_0}\right) \operatorname{tg}^2 \varphi]^{1/2}. \quad (5.92)$$

Радиус кривизны с координатами x , z профиля может быть определен из зависимости

$$\rho_{\infty} = \frac{\left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}{\frac{d^2z}{dx^2}}. \quad (5.93)$$

Зазор между шаром радиуса R_w и желобом модифицированного профиля

$$z_{\text{сл}} = R_w - (R_w^2 - x^2)^{1/2} - z. \quad (5.94)$$

Геометрия кулачков и их обработка. При обработке желобов, боковые участки которых профилируются дугами заданного радиуса, кулачки рассчитываются следующим образом.

Положим, необходимо шлифовать кольцо с профилем желоба, показанным на рис. 5.22.

На этом рисунке α — угол контакта; $2\gamma_0$ — центральный угол дуги постоянного радиуса R_0 ; R_1 и R_2 — радиусы правого и левого боковых участков профиля; T — радиус вращения ролика каретки; γ_1 и γ_2 — текущие углы поворота скобы справа и слева от плоскости симметрии.

Приняв за начало координат центр дуги окружности радиусом R_0 и направив координатные оси OX и OZ , как это показано на рис. 5.22, получим значения текущих углов:

$$\gamma_{01} = \gamma_0 - \alpha, \quad \gamma_{02} = \gamma_0 + \alpha. \quad (5.95)$$

Для правого участка:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= R_0 \sin \gamma_1 \\ m_1 &= (R_1 - R_0) \sin \gamma_{01} \\ n_1 &= (R_1 - R_0) \cos \gamma_{01} \\ z_1 &= \sqrt{R_0^2 - x_1^2} \\ z_2 &= \sqrt{R_1^2 - (x_1 + m_1)^2} - n_1 \end{aligned} \right\}. \quad (5.96)$$

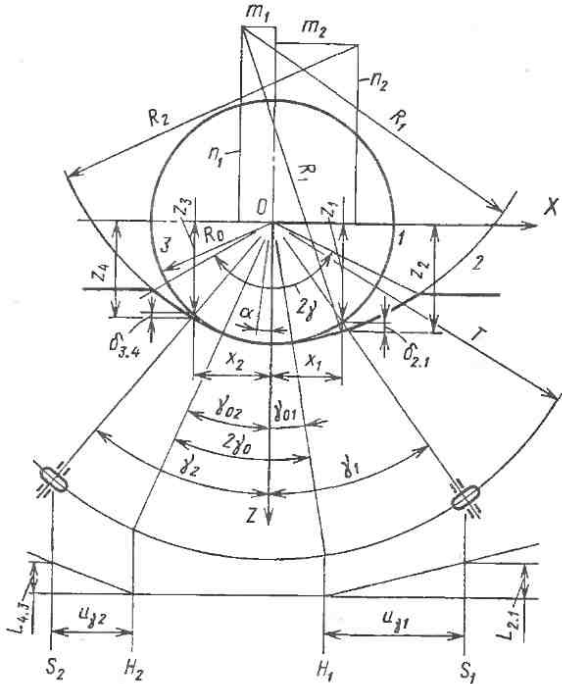


Рис. 5.22. Сложный профиль с боковыми участками постоянной кривизны

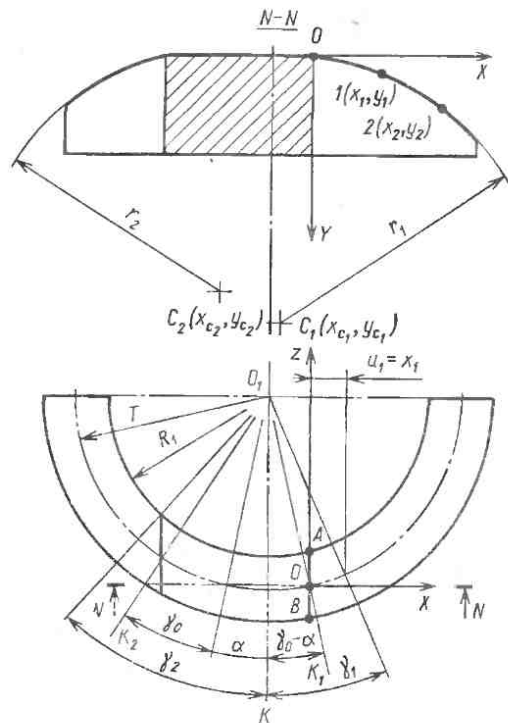


Рис. 5.23. Кулачок для правки по сложному профилю

Зазор между шаром и желобом на угле γ_1

$$\delta_{21} = z_2 - z_1. \quad (5.97)$$

Необходимая высота кулачка в соответствующем сечении

$$L_{21} = \sqrt{\delta_{21}^2 + 2\delta_{21}\rho_K}, \quad (5.98)$$

где ρ_K — радиус шлифовального круга в рассматриваемом сечении (без учета корректировки). Расстояние от сечения S_1 до правого края плоской части кулачка

$$U_{\gamma_1} = T (\sin \gamma_1 - \sin \gamma_{01}). \quad (5.99)$$

Для левого участка

$$x_2 = R_0 \sin \gamma_2$$

$$m_2 = (R_2 - R_0) \sin \gamma_{02}$$

$$n_2 = (R_1 - R_0) \cos \gamma_{02}$$

$$z_3 = \sqrt{R_0^2 - x_2^2}$$

$$y_4 = \sqrt{R_2^2 - (x_2 + m_2)^2} - n_2$$

$$\delta_{43} = z_4 - z_3$$

$$L_{43} = \sqrt{\delta_{43}^2 - 2\delta_{43}\rho_K}$$

$$U_{\gamma_2} = R_K (\sin \gamma_2 - \sin \gamma_{02})$$

(5.100)

Обозначив $U_{\gamma_1} = x_1$ и $L_{21} = y_1$ (см. рис. 5.22), аппроксимируем поверхность правой криволинейной части кулачка круговым цилиндром с осью, параллельной оси OZ . Радиус цилиндра r_1 и положение его оси определяем по трем характерным точкам профиля кулачка ($0, 1, 2$ на рис. 5.23) из условия равноудаленности их от этой оси:

$$x_{c1} = \frac{x_2^2 + y_2^2 - (x_1^2 + y_1^2) (y_2/y_1)}{2x_2 - 2x_1 (y_2/y_1)}$$

$$y_{c1} = \frac{x_1^2 + y_1^2 - 2x_1 x_{c1}}{2y_1}$$

$$r_1 = \sqrt{x_{c1}^2 + y_{c1}^2}$$

(5.101)

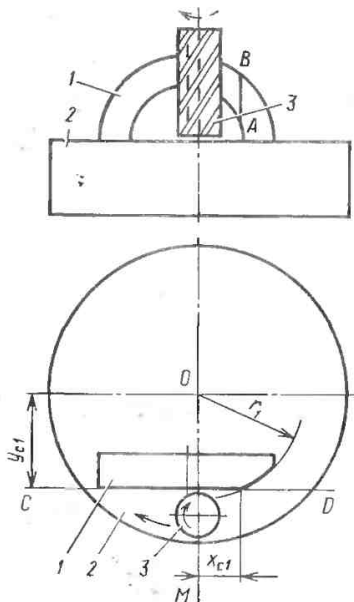


Рис. 5.24. Схема обработки кулачка

Как показывает расчет, максимальное отклонение полученных при описанной аппроксимации значений L_{21} и L_{43} от заданных при значениях γ_{01} и γ_{02} до 30° составляет не более 0,12 мм, что соответствует погрешности профиля круга < 1 мкм. (Для левой криволинейной части кулачка расчет аналогичен.)

Кулачок обрабатывают пальцевой фрезой на вертикально-фрезерном станке. Заготовка кулачка 1 (рис. 5.24) устанавливается на поворотном столе 2 таким образом, чтобы ее торец располагался на расстоянии y_{c1} от оси вращения стола, а линия AB (см. рис. 5.23), которая наносится при разметке и отделяет на обрабатываемой стороне заготовки плоскую часть кулачка от криволинейной, находилась на расстоянии x_{c1} от намеченной заранее на столе радиальной линии OM , перпендикулярной к торцу CD . Съем металла производится при круговом движении стола с начальной установкой фрезы 3 на радиус r_1 либо при последовательном ее приближении к оси стола (с помощью

поперечной подаче) после каждого кругового прохода до выхода на граничную линию AB . Для обработки второй криволинейной поверхности кулачка его переустанавливают с учетом найденных для нее значений x_{c_2} , y_{c_2} и r_2 .

В отдельных случаях поверхность кулачка лучше аппроксимируется цилиндром, ось которого параллельна линии O_1K_1 для правой части или линии O_1K_2 — для левой (см. рис. 5.23). При обработке каждой из криволинейных его поверхностей заготовка устанавливается таким образом, чтобы соответствующая линия раздела располагалась вертикально. Это достигается поворотом заготовки вокруг оси O на угол $\gamma_0 - \alpha$ в одном случае и $\gamma_0 + \alpha$ в другом. Для лучшего базирования заготовки установочный угольник должен иметь цилиндрический выступ. Значения δ и L рассчитывают по приведенным выше формулам, а горизонтальные координаты определяют с помощью зависимостей: $U_{\gamma_1} = T \sin \varphi_1$ и $U_{\gamma_2} = T \sin \varphi_2$, где φ_1 , φ_2 — углы между рассматриваемым радиальным сечением и линиями O_1K_1 и O_1K_2 соответственно.

Механизм правки с радиальной коррекцией профиля. Как и в предыдущих случаях, основное движение острья иглы I (рис. 5.25) происходит по дуге окружности радиусом R_0 при вращении скобы 4 в центрах 5 при шлифовании желоба, либо по прямой линии при шлифовании бомбинированного ролика с большим радиусом бомбины.

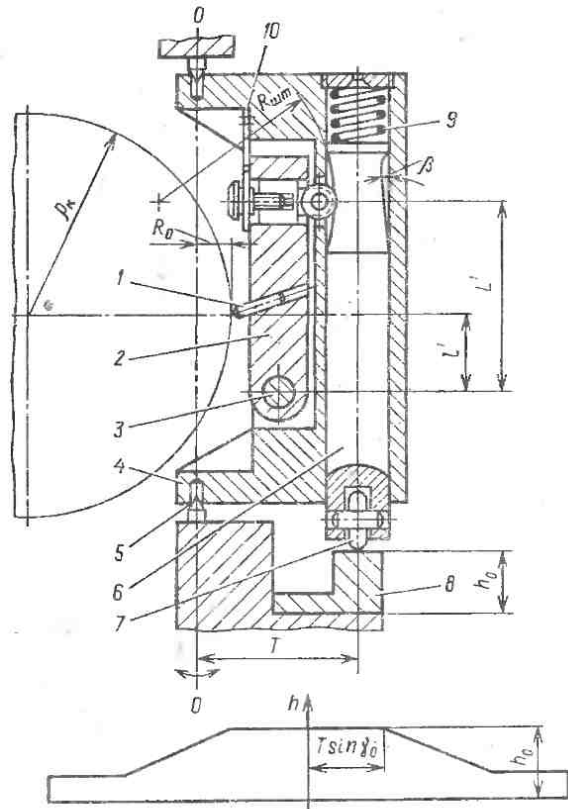
Игла I укреплена в рычаге 2 , вращающемся на оси 3 под воздействием толкателя 11 , опирающегося на клиновидный скос или круговую выемку штока 6 . Ролик 7 штока 6 опирается на кулачок 8 , спрофилированный с учетом профиля изделия, соотношения L'/l' и угла скоса β либо радиуса выемки $R_{шт}$ штока, и сообщает игле I корректирующее движение в радиальном направлении.

Для обработки деталей типа бомбинированных роликов (или бомбинированных беговых дорожек роликоподшипников) используется это же устройство, но основное перемещение иглы совершается не за счет вращения скобы 4 в центрах 5 , а в результате ее

перемещения в направляющих параллельно базовой прямой AB (см. рис. 5.20). (Правка с радиальной коррекцией менее чувствительна к нерегулярности формы острья иглы).

Контроль желоба некругового профиля. Форму центрального участка желоба колец, имеющих профиль, показанный на рис. 5.14, контролируют «на просвет» с помощью шариков или скалок заданного диаметра. Форма периферийных участков определяется формой кулачков, задающих корректировочное движение иглы, и обеспечивается технологически. После проверки самих кулачков и отладки устройства ее получение в дополнительном контроле не нуждается. Желоба более сложных форм выборочно контролируются с помощью профилографа — профилометра, снабженного специальным устройством (рис. 5.26).

Устройство предназначено для снятия профиля желоба внутреннего кольца подшипника на профилографе — профилометре типа Т-201 завода «Калибр». (Возможно также его использование с применением других приборов аналогичного типа.) Контролируемое кольцо I установлено на нерабочей части желоба с помощью неподвижного штифта 14 и ножа 8 и поджат штифтом 15 . Основание устройства закрепляют на комбинированном столе 9 , 10 , который обеспечивает возможность перемещения устройства с помощью микрометрических винтов в двух взаимно перпендикулярных направлениях для совмещения центра установочного шарика 2 с осью вращения поворотного стола 11 , 12 . Шарик 2 (или ролик) имеет радиус, равный радиусу центрального участка желоба кольца. С шариком соприкасается игла 3 , закрепленная в рычаге 7 , который с помощью хомутика 4 установлен на корпусе 5 датчика профилографа и передает перемещение иглы 3 датчику 6 . Шарик 2 поджимается к кольцу пластинчатой пружиной (на схеме не показана). Столу 11 сообщается вращательное движение относительно оси OO с помощью реверсируемого привода. При первой настройке прибора стол с помощью микрометрических винтов, обеспечивающих установку и регулировку верхней части стола 9 в двух



← Рис. 5.25. Механизм правки шлифовального круга с радиальной коррекцией профиля

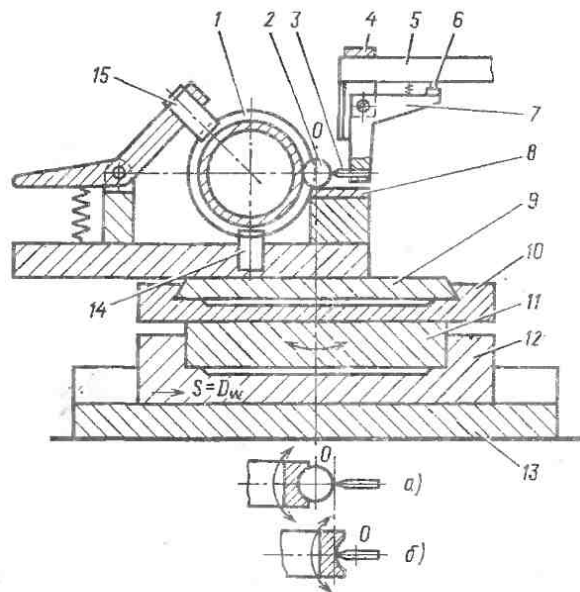


Рис. 5.26. Схема устройства для контроля профиля

5.6. Результаты сравнительных испытаний подшипников

Долговечность подшипников	Профиль внутреннего кольца			
	круговой	С38	С46	С54
L_{90} , ч	18,7	29,3	29,9	17,5
L_{50} , ч	83,1	124,0	137,0	85,1
$L_{всл}/L_{вкр}$	1,00	1,59	1,60	0,94
$L_{бсл}/L_{бкр}$	1,00	1,49	1,65	1,02

Обозначения L_{90} , L_{50} — долговечность при надежности 90 % и 50 % соответственно.

взаимно перпендикулярных направлениях, устанавливается таким образом, чтобы центр шарика, а следовательно, и точка, из которой описана средняя часть профиля желоба, совмещались с осью поворотного стола (см. рис. 5.26, а). Показателем правильности установки является отсутствие перемещения записывающей иглы профилографа при повороте стола. После настройки пружина, прижимающая шарик, отводится в сторону, шарик удаляется, а стол 12 профилографа смещается по направляющим основания 13 в сторону иглы 3 на расстояние, равное диаметру шарика, до ее касания с дном желоба (рис. 5.26, б). Величина смещения контролируется по записывающему прибору — его стрелка должна вернуться в положение, в котором она находилась до удаления шарика. Далее поворотный стол устанавливают в одно из крайних положений, включают запись и механизм поворота стола (снимается профилограмма желоба в осевом сечении кольца). Линией отсчета является дуга окружности с радиусом, равным радиусу установочного шарика 2. При точном соответствии профиля желоба этой дуге профилограмма представляет собой прямую линию. В местах отхода от линии отсчета на профилограмме будут фиксироваться соответствующие отклонения в масштабе, установленном при настройке профилографа.

С помощью описанного устройства может производиться проверка формы желоба контролируемого кольца любого профиля путем сравнения его

профилограммы с профилограммой эталонного кольца.

Долговечность подшипников со сложным профилем в сравнении с долговечностью подшипников стандартной конструкции. Соответственно приведенным рекомендациям были изготовлены из одних и тех же материалов и групп деталей на одном и том же оборудовании шесть партий шарикоподшипников типоразмера 307. Наружные кольца всех партий подшипников имели желоб кругового профиля с соотношением $R_{ж}/D_{ш} = 0,515$, внутренние кольца подшипников двух партий стандартной конструкции имели такой же круговой желоб. Для внутренних колец других двух партий опытных подшипников был выбран сложный профиль С46 ($R_0/D_{ш} = 0,505$, $2\gamma_0 = 46^\circ$), внутренние кольца третьей и четвертой опытных партий имели профили С38 ($R_0/D_{ш} = 0,505$, $2\gamma_0 = 38^\circ$) и С54 ($R_0/D_{ш} = 0,505$, $2\gamma_0 = 54^\circ$), угол контакта во всех случаях равен нулю.

Подшипники первой серии были испытаны при радиальной нагрузке $P = 10,3$ кН и $n = 4000$ об/мин. Одновременно при том же режиме испытывались партии с круговым желобом внутреннего кольца и с профилем С46. Эксперименты показали, что 50 %-ная долговечность подшипников стандартной конструкции составила 990 ч, а опытных — 1810 ч [5.2].

Во второй серии при $P = 17,5$ кН были проведены сравнительные испытания остальных подшипников и получены результаты, приведенные в табл. 5.6.

Таким образом, подшипники со сложными профилями С38 и С46 показали долговечность примерно на 60 % выше по сравнению с подшипниками стандартной конструкции.

Долговечность подшипников с профилем С54 примерно та же, что и стандартных. Объясняется это ростом тангенциальных сил на контакте с увеличением угла охвата $2\gamma_0$. Такой профиль предпочтителен при более высоких нагрузках.

Третья серия испытаний была проведена при комбинированной нагрузке $F_T = 6,4$ кН и $F_a = 3,2$ кН на изготовленных аналогичным образом радиально-упорных шарикоподшипниках 36206. Опытная партия имела внутренние кольца с профилем С42 ($R_0/D_w = 0,505$, $2\gamma_0 = 42^\circ$), наружные — с круговым желобом $R_{ж}/D_w = 0,515$. Оба кольца подшипника стандартной конструкции имели такой же круговой желоб. Угол контакта 18° . По результатам испытаний для стандартных подшипников — $L_{90} = 55$ ч, $L_{50} = 120$ ч, для опытных — $L_{90} = 102$ ч, $L_{50} = 268$ ч, т. е. повышение долговечности K_{90} составляет 85 %, $K_{50} = 120$ %.

5.9.3. Повышение долговечности роликовых опор

Роликовые подшипники, направляющие и опорно-поворотные круги изготовляются, как правило, без учета упругих деформаций валов и других элементов системы, вызывающих относительный перекос сопряженных поверхностей качения, концентрацию давления (рис. 5.27, а) и преждевременный выход узла из строя. При проектировании это обстоятельство учитывают с помощью соответствующих коэффициентов, что приводит к увеличению габаритных размеров и стоимости опоры. Бомбинирование не всегда достигает цели: большой радиус бомбины не исключает возможности выхода зоны максимальных давлений к торцу ролика, а малый радиус увеличивает эти давления в силу перехода от линейного контакта к точечному и сокращения длины площадки контакта.

Применение конусного бомбинирования лучше решает проблему, но сопряжено с технологическими трудностями. Технологически более простой и достаточно эффективной является пря-

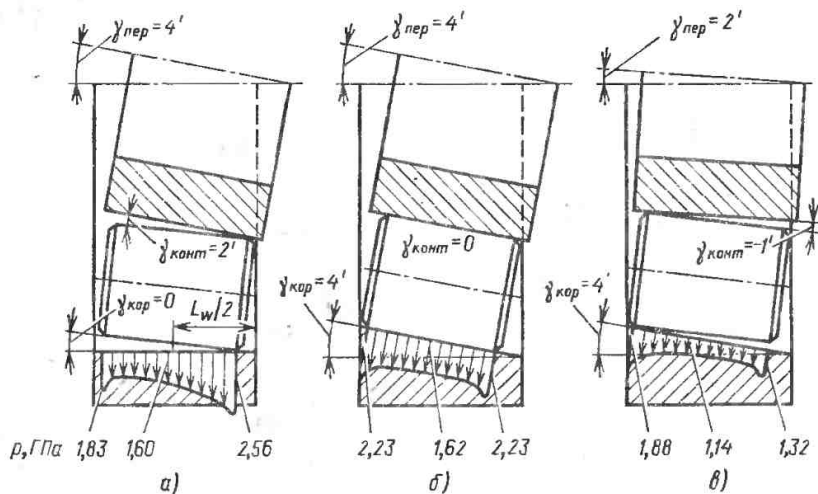


Рис. 5.27. Распределение контактных давлений в роликовом подшипнике, работающем с перекосом осей колец:

а — без коррекции поверхностей качения ($P = 60$ кН); б — с коррекцией ($\gamma_{кор} = \gamma_{пер}$, так, $P = 60$ кН); в — с перекосом на контакте в обратную сторону при нагрузке, меньшей максимальной ($P = 30$ кН, ролик $D_w = 40$ мм, $L_w = 40$ мм, скосы под углом 8°)

прямойлинейная коррекция одной из поверхностей качения. При этом могут существовать два варианта: 1) ролик цилиндрического подшипника изготовляется конусным с углом при вершине, равным углу перекоса $\gamma_{пер}$ осей колец под максимальной длительно действующей нагрузкой P_{max} , 2) беговой дорожке одного из колец придается конусность с половиной угла при вершине $\gamma_{гор} = \gamma_{пер}$ (рис. 5.27, б). В коническом подшипнике соответственно увеличивается конусность ролика или одной из дорожек. В результате при нагрузке P_{max} достигается предельно возможная (для прямолинейной образующей) равномерность распределения давления по длине ролика (рис. 5.27, б).

При $P < P_{max}$ в области контакта возникает перекося на угол $\gamma_{конт}$ в обратную сторону и происходит концентрация давления на другом конце ролика (рис. 5.27, в), но в силу меньшей общей нагруженности перегрузки это не вызывает.

В качестве примера на рис. 5.27 показано распределение давления на ролике с приведенным радиусом 20 мм, длиной цилиндрической части 40 мм и скосами под углом 8° , работающего под нагрузкой 60 кН в подшипнике с перекося осей $\gamma_{пер} = 4'$ (расчет выполнен методом, изложенным в параграфе 5.1.2). Прямолинейная коррекция (см. рис. 5.27, б) снижает p_{max} с 2,56 ГПа до 2,23 ГПа, чему соответствует увеличение долговечности в $\left(\frac{2,56}{2,23}\right)^{20/3} = 2,5$ раза. С уменьшением нагрузки угол перекося уменьшается. Например, при $P = 30$ кН $\gamma_{пер} = 2'$, чему для $\gamma_{гор} = 4'$ соответствует перекося на контакте $\gamma_{конт} = -1'$ и $p_{max} = 1,88$ ГПа.

Изготовление роликовых опор с прямолинейной коррекцией беговых дорожек колец (что предпочтительнее во избежание ошибок при сборке) или роликов осуществимо на стандартном промышленном оборудовании и требует лишь разбить серию подшипников на несколько групп с индексацией соответственно ожидаемым диапазонам углов перекося в процессе работы.

Вместе с тем наиболее равномерное распределение давления по длине ро-

лика может быть достигнуто лишь в случае расчета образующей ролика (или беговых дорожек колец) с учетом краевого эффекта и ожидаемого перекося, что может быть сделано по изложенной ниже методике.

5.9.4. Определение формы поверхностей качения, обеспечивающей заданное распределение давления на площадке контакта

Распределение давления определяется функцией зазоров между поверхностями сопряженных тел. Во многих случаях форма поверхности одного из тел обуславливается соображениями конструктивного, технологического или функционального порядка, но форма поверхности второго тела может быть выбрана в соответствии с заданным законом распределения нагрузки следующим образом.

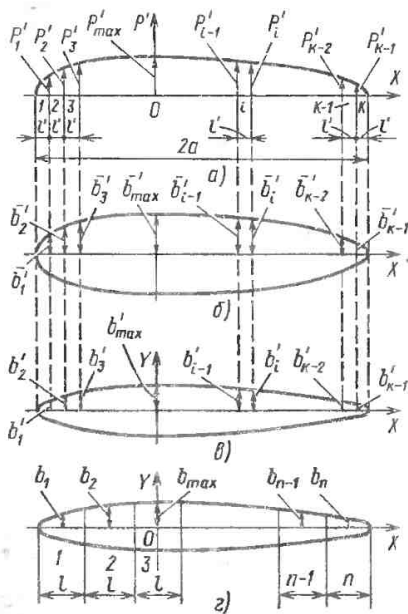


Рис. 5.28. Эпюра давлений и форма площадок контакта:

a — заданная эпюра давлений; $б$ — площадка контакта в безразмерных величинах; $в, г$ — искомая площадка контакта

1. Заданным в условиях величинах r' эпюру давлений (рис. 5.28, а) разбивают на k полос сечениями, отстоящими друг от друга на расстояние l' , достаточное для правильного описания эпюры. По эпюре определяют значения давлений в соответствующих сечениях: p'_0 (у левого края эпюры давлений), $p'_1, p'_2, \dots, p'_{k-1}, p'_k$. Находят безразмерные значения этих давлений: $\bar{p}'_{\max} = 1, \bar{p}'_0 = p'_0/p'_{\max}, \bar{p}'_1 = p'_1/p'_{\max}, \dots, \bar{p}'_{k-1} = p'_{k-1}/p'_{\max}, \bar{p}'_k = p'_k/p'_{\max}$, приняв за характерную величину p'_{\max} .

$$M = \sqrt{\frac{1,272\eta RP}{l' \left[\left(\frac{b'_0 + b'_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{b'_1 + b'_2}{2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{b'_{k-1} + b'_k}{2} \right)^2 \right]}}, \quad (5.102)$$

где R — приведенный радиус кривизны сопряженных тел в плоскости yoz .

4. Находят действительные значения полуширины площадки контакта в выбранных сечениях: $b'_0 = Mb'_0; b'_1 = Mb'_1 \dots b'_{k-1} = Mb'_{k-1}, b'_k = Mb'_k$.

5. Построив по найденным значениям b'_i площадку контакта (рис. 5.28, в), а делят с помощью сечений, параллельных оси OY , на n полос протяженностью $l \approx b_{\max}$ (рис. 5.28, е).

При этом одна из полос располагается симметрично сечению, в котором полуширина равна b_{\max} .

6. Для найденной площадки контакта определяют значения ее полуширины $b_1 \dots b_n$ в сечениях, соответствующих серединам полос 1 ... n . Для этих же сечений находят значения R_i .

В частности, при контакте шара с желобом прямолинейной направляющей

$$R_i = \sqrt{R_w^2 - x_i^2}$$

7. В уравнение вида (5.30а), составленное для полосы максимальной ширины, лежащей в зоне начального касания, подставляют найденные значения $b_1 \dots b_n$ и $z_i = 0$ и определяют сближение δ .

8. В каждое из оставшихся $n - 1$ уравнений системы (5.30а) подставляют известные значения $b_1 \dots b_n, R_i, \delta$ и последовательно находят величины зазора z_i между телами в соответствующих сечениях.

2. Учитывая, что давление $p_{x,0}$ в некотором сечении x (при $R_i = \text{const}$) пропорционально полуширине площадки контакта b_x в том же сечении, строят в безразмерных величинах $b'_0, b'_1, b'_2, \dots, b'_{k-1}, b'_k$ площадку контакта сжимаемых тел, причем $b'_{\max} = 1, b'_0 = \bar{p}'_0, b'_1 = \bar{p}'_1, b'_2 = \bar{p}'_2, \dots, b'_{k-1} = \bar{p}'_{k-1}, b'_k = \bar{p}'_k$ (рис. 5.28, б).

3. Определяют масштаб построенной площадки контакта в направлении оси OY при заданной нагрузке P :

9. По известной форме поверхности 1-го тела и найденным зазорам определяют профиль 2-го тела.

Описанная методика является инверсией решения, приведенного в разд. 5.12, и позволяет определить сложные формы поверхностей качения, обеспечивающие желательное для заданных условий эксплуатации распределение давления по области соприкосновения, что позволяет получить максимальную грузоподъемность и достаточную долговечность подшипника.

Список литературы

5.1. Макушин В. М. Упругие перемещения и напряженное состояние в местах силового контакта деталей. Расчеты на прочность в машиностроении/Под ред. С. Д. Пономарева. М.: Машгиз, 1958. Т. 2. С. 386—486.

5.2. Орлов А. В. Опоры качения с поверхностями сложной формы. М.: Наука, 1983. 125 с.

5.3. Орлов А. В. Определение формы поверхностей качения, обеспечивающей заданный закон распределения давления//Машиноведение. 1986. № 1. С. 90—99.

5.4. Пальмгрен А. Шариковые и роликовые подшипники. М.: Машгиз, 1949. 124 с.

5.5. Подшипники качения. Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

Готовится к печати

Перель Л. Я., Филатов А. А. *Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник.* — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1991 (III). — 40 л.: ил.

В книге приведены сведения, необходимые для выбора подшипников качения в соответствии с заданными условиями их эксплуатации, изложены современные методы расчета работоспособности подшипников и конструирования подшипниковых узлов, даны типовые примеры расчета и проектирования опор на подшипниках качения.

Второе издание (1-е изд. 1983 г.) переработано и дополнено новыми материалами в соответствии с современными требованиями машиностроения, внедрением высокоэффективных средств монтажа, смазывания и защиты подшипников от внешней среды.

Для инженерно-технических работников различных отраслей народного хозяйства.

Переиздается по просьбе книготорговых организаций.